ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA
CON SEDE A CESENA

CORSO DI LAUREA
IN INGEGNERIA MECCANICA

Sede di Forlì

ELABORATO FINALE DI LAUREA

In MECCANICA DEGLI AZIONAMENTI

PROGETTAZIONE MECCANICA DI UNA INNOVATIVA MACCHINA DI SOLLEVAMENTO VEICOLI SULLE QUATTRO RUOTE

CANDIDATO

Omar Bonoli

RELATORE

Ing. Marco Troncossi

Anno Accademico 2011/2012

Sessione II

1 INTRODUZIONE

Gli scopi di questa tesi sono la progettazione e l'ottimizzazione dei componenti di un sollevatore innovativo per auto, in vista di una sua messa in produzione.
Il voler commercializzare la macchina comporta il perseguimento di due obiettivi: la diminuzione dei costi di produzione e un utilizzo flessibile.
I due aspetti sono fortemente legati tra loro, occorre infatti tener presente, nella fase di progettazione, le caratteristiche delle varie vetture, di peso e dimensioni sempre variabili.
La peculiarità di questo sollevatore riguarda il sistema di ancoraggio. Le quattro ruote del veicolo vengono infatti bloccate dalla macchina in esame da pedane, opportunamente progettate, e da un sistema di forche.
È previsto un sistema di allungamento della macchina basato su una struttura a pantografo, per variare la geometria, al fine di potere adattarsi ai diversi interassi fra ruote, che caratterizzano i diversi veicoli. Questo consente di sveltire le operazioni e di preservare, ad esempio, parti delicate come carrozzeria e paraurti. Grazie poi ad una motoruota elettrica, che fornisce la trazione, diventa molto semplice movimentare i veicoli sollevati.

Lo studio oggetto della tesi inizia da un prototipo realizzato al calcolatore, ritenuto poi non adeguato a causa di numerose problematiche, quali eccessivi sforzi sulle parti sensibili della macchina e deformazioni rilevanti. Il prototipo è stato quindi riprogettato tenendo anche in considerazione aspetti legati alla fattibilità e alle tecnologie di produzione. Molte parti della macchina sono state ideate per creazione in carpenteria meccanica, per velocizzare la produzione e contenere i costi di un prodotto da realizzare in fase di prototipo.
Quando si parla di produzione in serie, occorre invece prestare una maggiore attenzione alla scelta delle tecniche di produzione. Da qui si evince l'obiettivo di una riduzione dei costi.

A tal fine si sono riprogettati i componenti per i quali è stata prevista la fusione come tecnologia di realizzazione.
Il lavoro necessario alla commercializzazione del sollevatore è quindi stato svolto riprogettando la macchina in funzione di una diminuzione dei costi e in accordo con requisiti di flessibilità di utilizzo.
Si è ottenuto, al termine della progettazione, un prototipo al calcolatore di un sollevatore non ancora esistente sul mercato, dall'utilizzo estremamente flessibile e dai costi quanto più ridotti.

2 DESCRIZIONE E STORIA DEL SOLLEVATORE

2.1 SOLLEVATORI PRESENTI SUL MERCATO

Il sollevatore qui trattato può essere definito secondo le indicazioni della normativa come: elettroidraulico, mobile, motorizzato. Non risulta presente sul mercato un'altra macchina con caratteristiche simili. Le norme infatti non lo riportano ancora tra gli esempi.
In realtà, quindi, non è possibile proporre dei paragoni tra questo tipo di sollevatore e quelli già esistenti. Non si tratta di un sollevatore pensato per l'utilizzo nella riparazione di auto, bensì per movimentarle.
Può essere anche usato per sollevare il veicolo quanto basta per poter inserire carrelli o puntelli per sostenerlo.
Il tipico sollevatore, come lo si intende normalmente, è una piattaforma sulla quale il veicolo viene innalzato ed è possibile eseguire riparazioni (ecc), dove il carico appoggia sulle ruote oppure nel sotto scocca. Alcuni modelli sono a colonna.

Figura 1 -Sollevatore a colonna

Figura 2 -Sollevatore a piattaforma

Tramite questi non è possibile movimentare le vetture. Non sono questi però i veri concorrenti della nostra macchina.

Nel caso di rimozioni, l'unico mezzo presente oggi sul mercato è il carroattrezzi. Il veicolo è ancorato con cinghie che sono fatte passare all'interno delle ruote. Dopo il sollevamento dell'asse interessato, si può procedere alla rimozione. Risulta però poco pratica la fase di ancoraggio, occorre infatti abbassarsi e legare le cinghie sulle due ruote. In più non è facile manovrare in piccoli spazi con il carroattrezzi tanto che in alcuni casi non si è in grado di raggiungere il veicolo, in altri si rischia invece di danneggiarlo urtando qualche ostacolo.

Per quanto riguarda la movimentazione dei veicoli incidentati non c'è nessun prodotto che consenta di spostarli all'interno di un'officina o in genere in uno spazio ristretto, senza difficoltà.

In questi casi si può utilizzare la combinazione di due attrezzi. Con un semplice cricco si solleva il veicolo e si applicano, sotto di esso, dei carrelli che ne consentono il trasporto. Questi vanno sicuramente fissati alla vettura con dei morsetti e necessitano di tempo sia per il primo fissaggio che per allentarli quando si decide di abbandonare il carico.

Figura 3- Cricco semplice

Figura 4 -Carrello con morsetti di fissaggio

Questa può risultare l'unica soluzione quando la ruote sono danneggiate o non è possibile utilizzare lo sterzo per indirizzare il veicolo. In ogni caso, oltre alla laboriosità dell'operazione, va considerato che poi occorre spostare il tutto a mano, il che comporta rischi di urto notevoli. La forza dell'operatore non è infatti sufficiente a frenare il veicolo che ha preso velocità sui carrelli.
Da tutte queste considerazione nasce l'idea del sollevatore trattato in questa tesi.

3 PRIMA MACCHINA DI SOLLEVAMENTO PROGETTATA

3.1 PRIMO PROTOTIPO

Tutte le parti vengono disegnate per la prima volta e si utilizza un modellatore solido.

Il poter disporre di un modello tridimensionale consente di affinare le singole parti in simultanea, potendo apportare modifiche e rilevarne immediatamente la validità.

E’ indispensabile poi per poter scorgere le eventuali zone di contatto e di conflitto tra le parti in movimento. Ogni modifica in precedenza poteva essere verificata solo dopo la realizzazione fisica e una prova pratica.

Il progetto in esame è stato pensato totalmente in carpenteria metallica, come lo era il primo prototipo. La veloce realizzazione e la facile rintracciabilità del materiale permettono di realizzarlo in tempi brevi coinvolgendo le aziende della zona.

Il prototipo è però stato, come detto in precedenza, considerato inadeguato e si può quindi iniziare ad ottimizzare i particolari grazie alle informazioni raccolte.
Riporto ora un’immagine del prototipo grezzo di partenza.

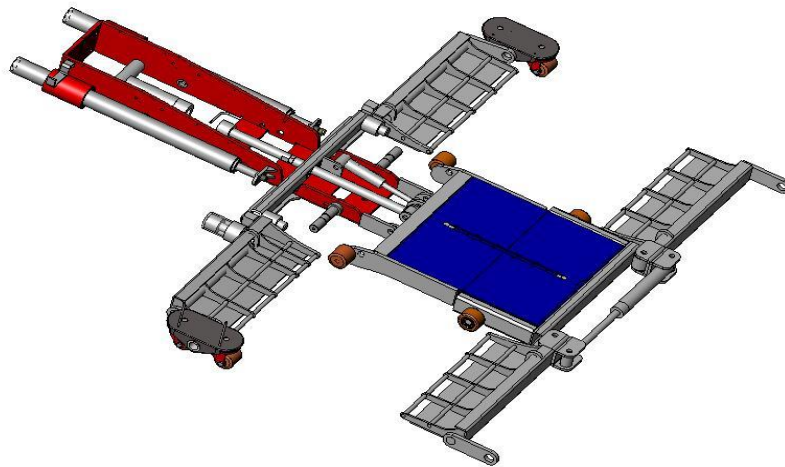



Figura 5- Primo prototipo sollevatore

L’idea iniziale con cui lo si è realizzato consisteva nel bloccaggio delle ruote del veicolo fra le quattro pedane ben visibili in figura 5. Inizialmente le due pedane anteriori venivano chiuse per mezzo di un attuatore ad esse connesso e riaperte in fase di esercizio quando, una volta esteso il pantografo, queste avevano raggiunto la coppia di ruote successiva.

Il sollevamento era previsto su pattini collocati alle estremità delle pedane posti in movimento da degli attuatori oleodinamici.
Questa soluzione presentava notevoli svantaggi quali l'allargarsi della struttura e una notevole forza da applicare sul leveraggio connesso al singolo pattino. È stata quindi scartata. Un altro problema riguardava la flessione del pantografo, di entità elevatissima, dovuta alla distribuzione dei carichi sulle pedane e alla snellezza del pantografo stesso. È stata quindi necessaria una nuova e radicale progettazione dell'intero sistema di sollevamento e la mia attività parte proprio da qui.
Viene mantenuta l'idea della movimentazione, che viene esercitata dalla trazione della motoruota elettrica collocata posteriormente alla macchina.

3.2 DESCRIZIONE DELLA MACCHINA PROGETTATA

Di seguito è presentato il modello definitivo, sia in fase di esercizio che di riposo privo però della carenatura.

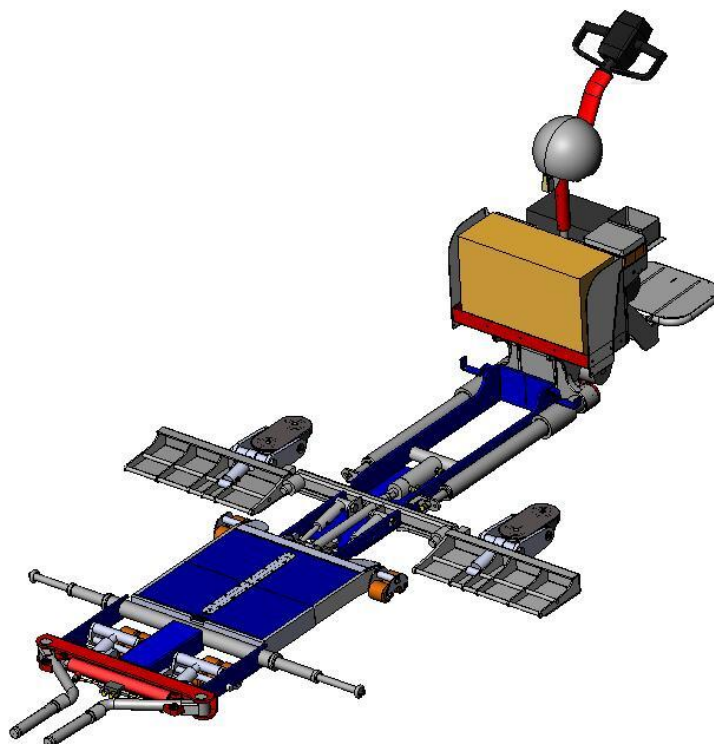



Figura 6- Macchina completa in esercizio / lato sinistro

In questa fase la macchina ha una lunghezza fra le due estremità di 3890 mm.

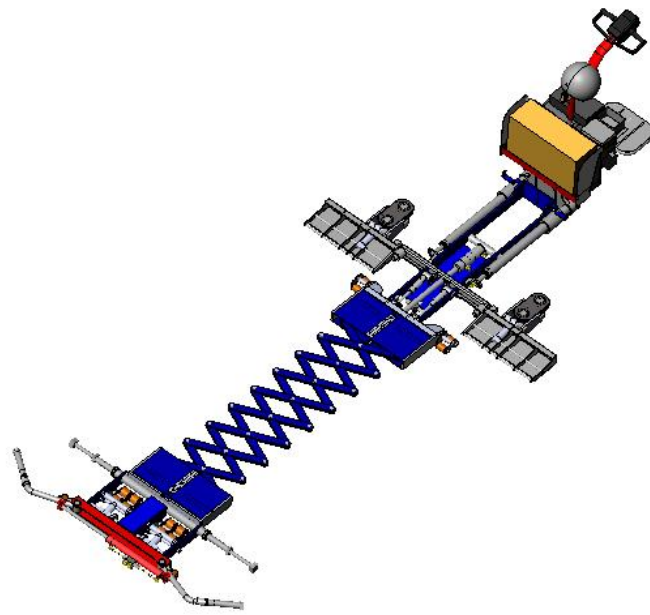



Figura 7- Macchina completa in esercizio

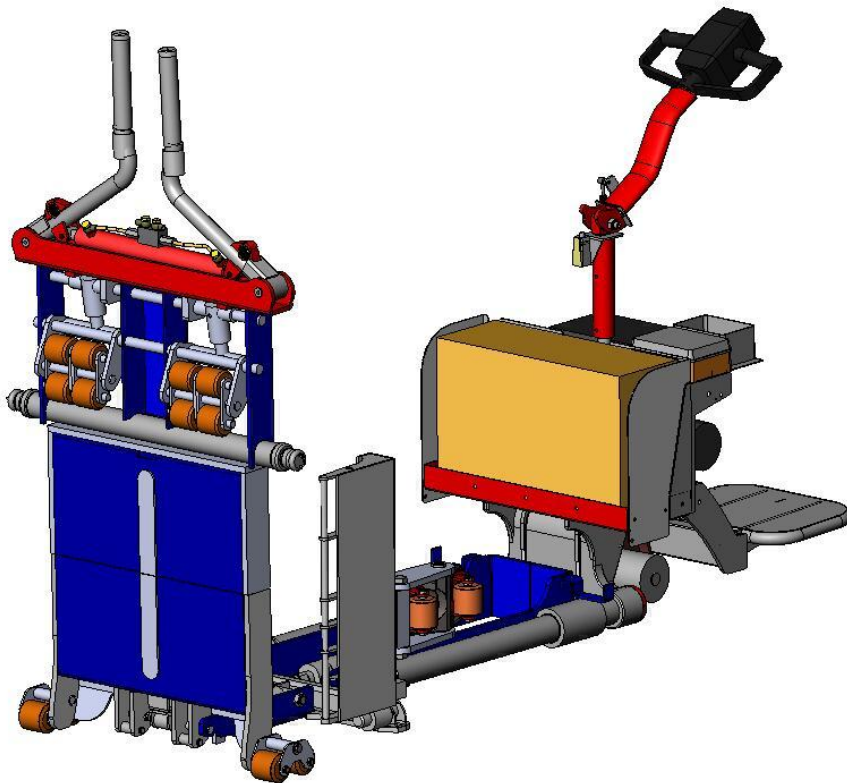



Figura 8- Macchina completa in riposo / lato sinistro

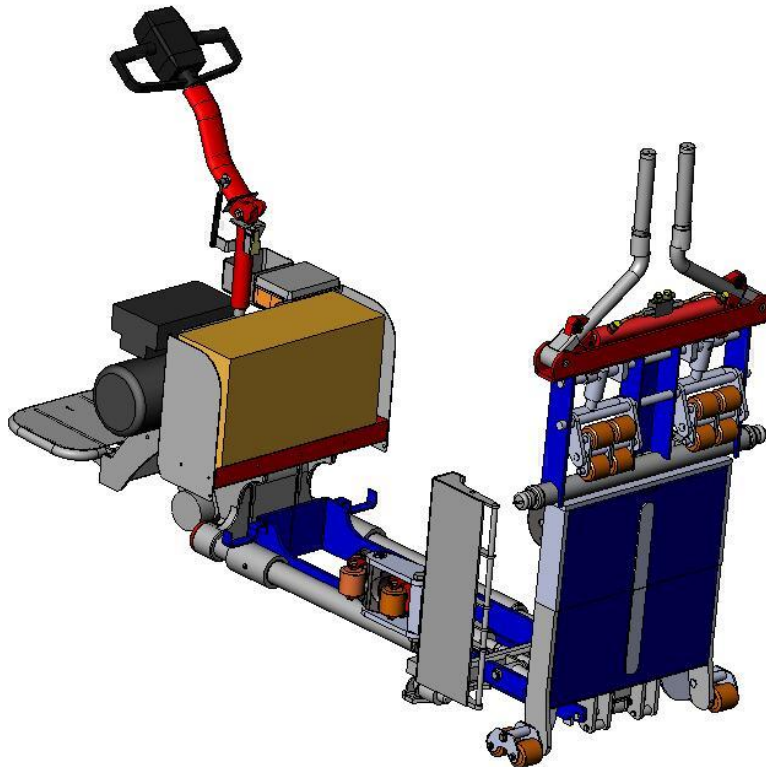



Figura 9- Macchina completa in riposo / lato destro

La lunghezza della macchina a riposo viene ridotta consistentemente a 2300mm.

L’idea di questo sollevatore è di un privato. La passione per la meccanica e l’esperienza acquisita sul lavoro, gli hanno permesso di concepire un prodotto davvero innovativo. L’idea ingegnosa è frutto dell’esperienza maturata sul campo. Questa macchina risulta ideale per rimozioni, movimentazione delle auto negli showroom e in officine in piccoli spazi, di macchine incidentate e non.
Come accennato, l’innovazione più importante introdotta riguarda l’ancoraggio del veicolo. Le forche anteriori si richiudono dietro la ruote bloccandole contro quelle fisse e le pedane si incuneano alla base della seconda coppia di ruote. La presa è sicura e veloce. Fin ora, infatti, tutti i sollevatori lavoravano su zone strutturali del veicolo, come ad esempio il sotto scocca. Questo non consente di eseguire velocemente le operazioni in quanto è necessaria una certa cura nel rintracciare i punti di aggancio. Ora il vantaggio è che non si va più ad interferire con parti delicate

del veicolo come carrozzeria o paraurti, così facili da danneggiare. Consideriamo poi che il veicolo può essere in una posizione particolare e con ruote sterzate. Le forche consentono al sollevatore di essere efficacie anche in queste situazioni. Un altro punto a favore di questa idea è che la struttura poggia a terra su quattro pattini, contribuendo in maniera decisiva alla stabilità. I limiti di ribaltamenti laterali sono molto alti e coincidono con quelli del veicolo stesso che è ancorato. La presa, assicurata dalle forche, fa diventare il veicolo un tutt'uno col sollevatore. Risulta così davvero agevole movimentare. La macchina si guida infatti come un transpallet, tramite un manubrio cosicché si possono eseguire in tale maniera manovre molto complicate in spazi stretti. La praticità dell'idea è incrementata poi dalle sequenze preimpostate per il sollevamento, le quali incorporano una serie di operazioni che la macchina esegue in automatico.

Ci si accorge che ci sono dei problemi ad una eventuale movimentazione delle parti per mezzo di un motore a combustione e dei limiti che tale realizzazione presentava. Basti pensare all'impossibilità di intervenire sulle sequenze, alla difficoltà di modulare il moto con una frizione. Non da trascurare il fatto dei fumi prodotti del motore endotermico che non sono tollerabili in un ambiente chiuso.

Rilevati questi limiti si realizza una ben più funzionale versione elettrica. Ora i comandi sono inviati ad una centralina, ancora molto semplice, che informata da fine corsa, con la stessa logica precedente, fa eseguire le operazioni sopra descritte. Questo passaggio alla versione elettrica è decisivo. Permette di eliminare tutti i punti deboli del primo prototipo.

Non esistono disegni di nessun tipo e non è stata dedicata particolare attenzione ai processi produttivi. Occorre quindi una prima fase di progettazione ingegneristica in grado di studiare e rendere riproducibile la macchina.

3.3 NOVITA' INTRODOTTE

L'idea dello sviluppo di questa nuova macchina nasce dalla necessità di poter sollevare e porre in movimentazione:

- Mezzi molto bassi rispetto al suolo ; l'altezza complessiva della macchina risulta di 11 cm.
- Mezzi molto vicini al marciapiede, quindi con poco spazio laterale.
- Mezzi molto diversi fra loro, da piccole vetture a camioncini.
- Mezzi fermi con tutte e quattro le ruote bloccate, cioè a trazione integrale (comunemente chiamate 4 x 4).
- Mezzi fortemente incidentati .
- Mezzi con ruote sterzate in fase di rimozione.

La somma di tutte queste caratteristiche porta allo sviluppo di una macchina dall'impiego quanto più flessibile e semplice. Naturalmente occorrerà avere un certo spazio libero, frontalmente o dietro la vettura da sollevare, stimato in circa un paio di metri, grazie a misurazioni fatte sul calcolatore stesso.

Di fondamentale importanza è la sequenza logica con cui andranno svolte le operazioni fondamentali della macchina, che andrà riportata sia nei manuali di utilizzo sia schematicamente e ben visibile sulla carenatura.

Riporto di seguito la SEQUENZA LOGICA:

1) Posizionarsi quanto più possibile centralmente, dietro o frontalmente alla vettura.
2) Abbassare la parte anteriore della macchina tramite gli appositi attuatori.

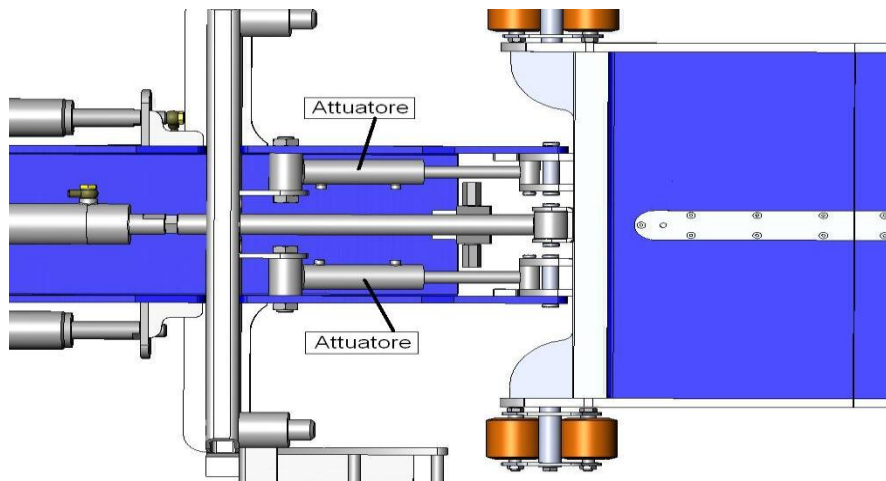



Figura 10- Attuatori sollevamento/abbassamento parte anteriore

3) Portare la macchina sotto il veicolo da sollevare, abbassare le pedane e portarle a battuta contro i copertoni delle ruote .
4) Estrazione degli sfili manuale.
5) Estensione del pantografo fino a portare gli sfili a battuta contro la successiva coppia di ruote tramite l'apposito attuatore.
6) Chiusura delle forche anteriori per fissare il copertone tramite apposito attuatore.

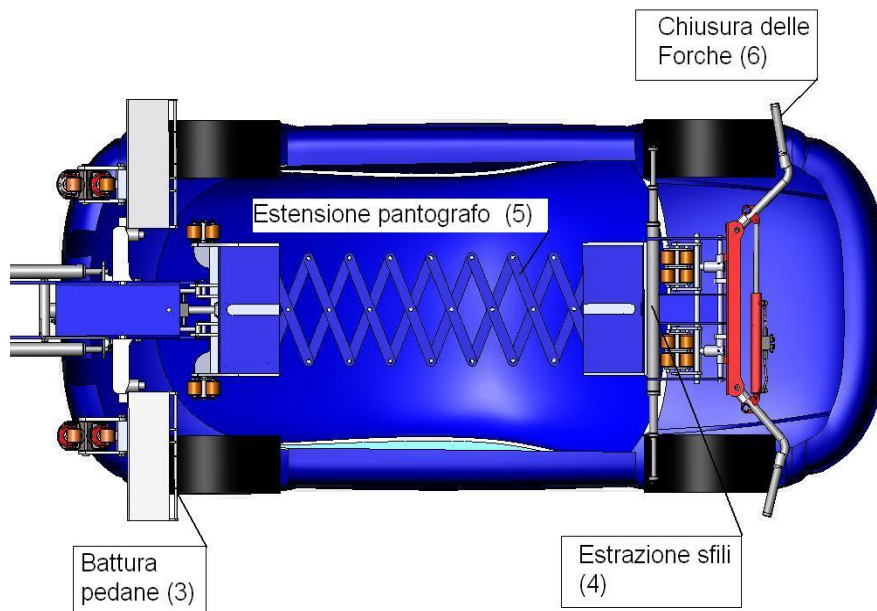



Figura 11- Sequenza logica

7) Applico tiraggio al pantografo per comprimere bene il copertone delle due

ruote posteriori contro la battuta delle pedane, tramite apposito attuatore.
8)Sollevamento e successiva movimentazione automezzo.

Terminata la fase di lavoro, abbassando il veicolo al suolo, si ripercorrono le fasi precedenti a ritroso per portare la macchina in fase di riposo.

3.3.1 ANCORAGGIO VEICOLO

L’idea che viene sfruttata per l’ancoraggio è molto interessante e rappresenta una peculiarità della macchina.
L’autoveicolo viene ancorato dalle ruote. In questa maniera si evita di interferire con la carrozzeria, evitando i danni che il classico cricco, scivolando, poteva causare.

I quattro pattini e la ruota di trazione posteriore, collegati ai relativi attuatori oleodinamici, garantiscono il sollevamento.
Le due pedane posteriori e gli sfili, una volta estratti, sono fissi, mentre le forche anteriori posso chiudersi contro i copertoni delle ruote regolando la pressione stessa sul pneumatico fino a quella ottimale per la tenuta. Tale chiusura viene effettuata grazie ad un martinetto oleodinamico libero visibile nell’immagine precedente (Figura 7). Grazie al peso proprio del veicolo le ruote rimangono bloccate fra le battute.

Questa soluzione si è rivelata efficace perché permette inoltre di ancorare anche autoveicoli con ruote sterzate oppure disassate da un incidente.
Non crea problemi nemmeno la vicinanza dei veicoli a marciapiedi o a qualunque tipo di superficie sopraelevata perché come detto, è ottimale, ma non necessario ai fini del sollevamento, il centraggio della macchina con la vettura da sollevare.

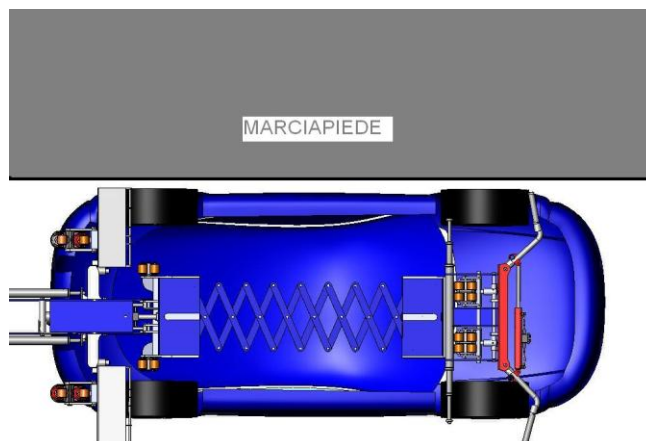



Figura 12- Macchina non centrata perfettamente accanto ad un marciapiede

Il fatto che il centraggio non sia obbligato consente di muoversi in spazi ristretti a tutto vantaggio della praticità d'uso.
Riporto ora un'immagine di una macchina simile in possesso dell'azienda, che consente di notare tali benefici applicabili anche alla macchina descritta nella tesi.

Figura 13- Agilità e spazi ristretti per la movimentazione

3.3.2 SOLLEVAMENTO

Il sollevamento degli autoveicoli avviene tramite cinque martinetti idraulici, applicando una forza motrice sui quattro pattini e sulla ruota di trazione, per mezzo di appositi leveraggi,. In tal modo contribuiscono all'abbassamento di questi ultimi rispetto alla posizione di partenza.

Una decisione fondamentale è stata di quanto sollevare le autovetture dal piano del terreno. Questa decisione è importantissima al fine del dimensionamento delle corse degli attuatori.

Si sono quindi fatte moltissime prove sperimentali con macchine presenti in azienda, che assimilassero quanto più possibile il comportamento della macchina in fase di progetto. Ogni tipologia di copertone sottoposto a pressione fra le forche e gli sfili si schiaccia in maniera differente e sotto il peso proprio della macchina tale schiacciamento comporta abbassamenti del copertone durante il sollevamento.

In tutte le prove effettuate non sono stati riscontrati abbassamenti superiori ai 2.5 cm dovuti allo schiacciamento.
Siccome non si dispone di macchine che eguaglino perfettamente il comportamento della macchina in progetto si è deciso di assumere una consistente sicurezza durante l'innalzamento progettando tutto il sistema per ottenere un'altezza dal suolo pari a 5cm.

3.3.3 OPERAZIONI PARTICOLARI

Al fine di proporre un'elevata praticità d'uso, sono state introdotte alcune funzioni supplementari che l'operatore può comandare dal solito timone di comando.

3.3.3.1 ESTENSIONE TELAIO

Capita spesso di dover sollevare veicoli che presentano distanze notevoli tra le ruote e lo sbalzo del paraurti. Questo comporta un possibile contatto tra la carenatura del sollevatore e quest'ultimo.
E' stato messo a punto quindi un sistema che permette al sollevatore di estendersi per evitare il contatto indesiderato.

Figura 14- Macchina presente in azienda con sistema di estensione

Il sistema della macchina rappresentata nell'immagine è applicato anche in quella oggetto della mia attività di tesi perché il problema che si presenta è il medesimo.
La parte anteriore della macchina può infatti scorrere avanti e indietro grazie a due martinetti idraulici montati lateralmente.

3.3.3.2 SOLLEVAMENTO DI VEICOLI MOLTO DANNEGGIATI

In un ambiente come una carrozzeria od un'officina, può capitare di dover lavorare su di un veicolo molto danneggiato a causa di un sinistro, che non ha la possibilità di essere ancorato tramite le ruote.
La chiusura delle forche questa volta sarebbe oltre che inutile, dannosa quindi non è presente.
Con tale operazione il veicolo non è ancorato, non è quindi permessa la movimentazione. A questo punto si può inserire un sostegno sotto il veicolo per allontanare il sollevatore.

3.3.3.3 CARATTERISTICHE TECNICHE

CARICO MAX SOLLEVABILE:	*3000 Kg*
CAREGGIATA MAX TRATTABILE:	*CIRCA 2000 mm*
CAPACITA' SERBATOIO OLIO:	*5 l*
POMPA:	*ad ingranaggi*
PRESSIONE MAX IMPIANTO:	*250 bar*
ALIMENTAZIONE:	*elettrica*
TENSIONE IMPIANTO ELETTRICO:	*24 volt*
INCLINAZIONE MAX LATERALE:	*10°*
PENDENZA MAX SUPERABILE:	*10°*
TRAZIONE:	*motoruota elettrica*
FRENATURA:	*disco, comando elettromagnetico*

4 PROBLEMATICHE DI PRODUZIONE

4.1 NORMATIVA EUROPEA

Un prodotto per poter essere commercializzato oggi deve sottostare ad una serie di leggi che ne garantiscono un livello di sicurezza accettabile. I prodotti che non soddisfano tali requisiti non hanno l'approvazione della CE e sono del tutto fuori legge.
Se ciò procura una maggiore difficoltà in ambito progettuale, dall'altra garantisce una qualità del prodotto e del lavoro superiori. Fortunatamente la sicurezza sul lavoro non è più ritenuta di secondaria importanza e tutto ora va pensato in questa direzione.
Il raggiungimento della sicurezza richiesta va eseguito operando in due direzioni parallele.

Da una parte la consultazione delle norme e la loro applicazione sulla macchina, parallelamente vanno sviluppati i documenti necessari.
La linea guida è fornita in primis dalla Direttiva Macchine.
A riguardo della specificità della macchina si utilizzata la norma UNI EN1493 dedicata ai sollevatori per autoveicoli.

4.1.1 DIRETTIVA MACCHINE

La direttiva macchine è una pubblicazione che presenta i requisiti base necessari per la certificazione del prodotto. E' del tutto generale e va applicata, come dice il nome stesso, a qualunque macchina.
Essa informa che è obbligatoria corredare ogni macchina con:

- Manuale uso e manutenzione
- Fascicolo tecnico

4.1.2 MANUALE D'USO

Il manuale di uso e manutenzione non è più solo una descrizione delle funzioni della macchina come si può essere abituati a pensare. Ad esso oggi è richiesto infatti uno sforzo in più per rappresentare davvero uno strumento efficace in termini di aumento della sicurezza.
Un manuale di uso e manutenzione oggi deve, secondo la Direttiva Macchine, presentare i seguenti requisiti:

- Deve essere di facile consultazione
- Deve presentare una descrizione chiara del funzionamento delle parti della macchina
- Deve indicare senza incertezze le zone e le operazioni a rischio infortunio
- Deve contenere un'analisi dei rischi

- Deve contenere una parte dedicata alla manutenzione necessaria per mantener la macchina efficiente
- Deve seguire la macchina in ogni suo spostamento, compresi passaggi di proprietà
- Essere conservato in luogo facilmente raggiungibile
- Deve essere redatto almeno in una copia cartacea per poter essere di immediata consultazione.

Un aspetto fondamentale è quello dell'analisi dei rischi e della descrizione dei comportamenti che provocano pericolo. Dalle norme sono stati rilevati tutti i rischi da considerare. Si tratta in gran parte di rischi di origine meccanica. Riporto quelli che sono stati ritenuti importanti:

- **Pericolo di schiacciamento/cesoiamento**
- **Perdita di stabilità**
- **Pericolo eiezione fluidi ad alta pressione**

In base a questo elenco si sono analizzati tutti i punti, rielaborandoli in funzione della nostra realtà. Con parole e fotografie si sono indicate la zone della macchina che presentano rischi e descritti i comportamenti che possono provocare situazioni pericolose.
Si è cercato di immaginare infatti, tutti gli usi impropri che potrebbero essere commessi. Di seguito sono poi stati inseriti tutti gli accorgimenti presi per limitare queste situazioni, in aggiunta all'elenco di tutti i dispositivi di sicurezza adottati.

Un terzo aspetto è stato prevedere e ottimizzare gli accorgimenti necessari per adeguarsi alle norme. Parlo dell'adozione di un fermo meccanico per evitare la discesa accidentale del carico per esempio. Grazie alla scelta di utilizzare specifici tipi di valvole ho contribuito a semplificare l'operazione richiesta dalla norma, cioè di discesa del carico con macchina in avaria.

Inizialmente si era pensato di inserire un rubinetto per poter by-passare la valvola bloccata dall'avaria e permettere all'olio di poter fluire fuori dal martinetto di sollevamento e quindi far discendere il carico.

4.1.3 FASCICOLO TECNICO

Parallelamente al manuale va sviluppato il fascicolo tecnico.
Si tratta in linea generale della storia progettuale della macchina.
La Direttiva Macchine richiede che sia costituito tenendo conto dei punti seguenti.
Deve contenere:

- i dati di identificazione del fabbricante
- i dati relativi alla macchina
- una descrizione generale e il campo di utilizzo della macchina
- un'analisi dettagliata dei rischi e i provvedimenti adottati per ridurli
- un disegno complessivo
- i disegni costruttivi
- gli schemi del circuito comando
- le note di calcolo
- l'elenco dei materiali
- i certificati di componenti utilizzati

A differenza del manuale di uso e manutenzione non è richiesto che debba seguire la macchina. Deve poter essere messo a disposizione di qualsiasi ente che voglia verificarne la conformità, in breve tempo. Può essere redatto in formato cartaceo, digitale oppure entrambi.

4.2 PRESCRIZIONI PER CALCOLI

4.2.1 GENERALITA'

Gli elevatori per veicoli, dal punto di vista costruttivo e dell'equipaggiamento, devono essere progettati in modo che in ogni condizione di funzionamento presentino un livello di sicurezza soddisfacente. Questo deve essere dimostrato con il calcolo. E' consentito l'uso del metodo delle tensioni ammissibili.
La tensione conseguente alla più sfavorevole ripartizione del carico deve essere calcolata in ogni parte che sostiene il carico.

Carichi e forze

Carichi normali

a)Carichi strutturali

le masse dei componenti dell'elevatore per veicoli generano i carichi strutturali.

1) I carichi dovuti ai componenti che non si muovono sono considerati carichi strutturali statici.
2) I carichi dovuti ai componenti mobili sono considerati carichi strutturali dinamici.

b)Carico nominale

c) Forze dinamiche

Le forze dinamiche provengono dai movimenti di lavoro quali la salita, la discesa e l'inclinazione durante il servizio. Esse devono essere introdotte nei calcoli moltiplicando i carichi strutturali in movimento e il carico utile per il coefficiente dinamico Φ, che deve essere calcolato in relazione alla velocità nominale v in m/s, tramite la formula

$\Phi = 1{,}1 + 0{,}34v$

Un' altra possibilità è quella di assumere Φ = 1,151, poiché l'addendo 0,34v raggiunge al massimo il valore 0,051

4.2.2 UNIONE DEI CARICHI

Alla luce delle richieste della norma facciamo alcune valutazioni.

Carichi strutturali

Le parti strutturali in movimento hanno delle masse relativamente piccole; ci sembra quindi lecito non considerare questi carichi nei calcoli

Carichi nominale

Da progetto è stato pensato un carico di 29000 N

Forze dinamiche

Preso atto che non considereremo i carichi strutturali, la norma ci obbliga ad introdurre il carico nominale moltiplicato del coefficiente. Assumiamo il valore pieno di tale coefficiente non essendo nota con precisione il valore della velocità.

In tal modo introduciamo nei calcoli

29000 N × 1,151 = **33379 N**

come valore del carico da sollevare.

- **Carico dovuto al vento agente**

La macchina è pensata per poter lavorare anche all'esterno, è quindi necessario verificare l'influenza del vento.

E' indicato che il carico suppletivo agisce nella direzione del passo del veicolo e che si considera una pressione massima esercitata dal vento di 125MPa che corrisponde ad una velocità di 14m/s.

Il nostro caso prevede veicoli con massa compresa tra 2,5t e 3,5t per i quali è data una forza aggiuntiva di 1KN.

La prima considerazione è questa: 1 KN rappresenta soltanto il 3% del valore introdotto per il calcolo. In secondo luogo risulta davvero laborioso valutare l'effetto di tale forza, visto che essa lavora perpendicolarmente al carico nominale applicato. Quindi: la presenza di vento ci indicherebbe di considerare un aumento dei carichi introdotti ma dalle norme ci verrebbe comunque concesso di utilizzare un limite di tensione del materiale superiore. Dato che non si terrà conto dell'influenza del vento, ci atteniamo sempre al caso che sembra essere più restrittivo.

5 MATERIALI SCELTI

Solitamente vengono riportati acciai non legati come materiali per la costruzione dei sollevatori. Ciò è in gran parte giustificato in quanto sono i più economici e dato il campo di utilizzo è possibile sopperire alle modeste proprietà meccaniche operando abbondanti dimensionamenti.
La scelta, da parte dell'ufficio produzione, del tipo di materiale da utilizzare per fabbricare un prodotto viene effettuata in base a criteri puramente economici; nel rispetto però delle necessità funzionali dell'elemento da costruire: caratteristiche meccaniche, fisiche, strutturali. La scelta deve essere oculata fra diverse possibilità.
Per esempio il **costo in peso** dei getti:
costo getti in acciaio = 2 × (costo getti in ghisa)
costo getti in ottone, bronzo, leghe leggere = 4 × (costo getti in ghisa)
Mentre il **costo in volume** dei getti risulta pressappoco invariato rispetto al costo in peso per acciai, ottone, bronzo; invece per le leghe di alluminio (leghe leggere) il costo dei getti in volume è di poco superiore rispetto alla ghisa.
Il costo di fabbricazione è legato ad un altro importante fattore: la lavorabilità, intesa come il tempo necessario per asportare, sotto forma di truciolo, un certo volume di sovrametallo. Per esempio:

la lavorazione delle leghe leggere è la meno costosa;
la lavorazione di bronzo e ottone costa circa il doppio;
la lavorazione della ghisa costa circa il quadruplo;
la lavorazione dell'acciaio costa circa cinque volte di più.

Possiamo concludere che nel nostro caso dove non abbiamo vincoli di peso e dimensionali (se non la massima altezza da terra) e dove le lavorazioni alle macchine utensili sono limitate a qualche foratura la produzione di particolari in fusione di ghisa è la più indicata. Nello specifico si è scelta la ghisa a grafite sferoidale che è la più performante tra tutte le ghise.

5.1 CARATTERISTICHE DELL'ACCIAIO

Valori nominali delle caratteristiche dei materiali: acciai da costruzione normalizzati.

	Spessore nominale elemento t<40mm		Spessore nominale elemento 40mm<t<100mm	
	fy N/mm2	fu N/mm2	fy N/mm2	fu N/mm2
Fe E235	**235**	**360**	214	340
Fe E275	**275**	**430**	255	410
Fe E355	**355**	**510**	335	490

Si tratta dei classici Fe 360, Fe 430, Fe 510 che ora sono indicati con il valore della tensione di snervamento al posto di quella di rottura.
In base agli spessori sono proposti differenti valori per le tensioni dovute alle modalità di lavorazione. Le prove di trazione son effettuate su provini che essendo trafilati hanno una distribuzione interna delle fibre che segue l'andamento del pezzo. Parti di spessore maggiore sono ottenuti con altre lavorazioni che non permettono questo, dando al materiale una caratteristica meccanica inferiore.

Il sollevatore in questione non presenta parti in acciaio con spessore maggiori di 40 mm, possiamo quindi utilizzare i valori più alti di tabella per tutti i componenti.
Le tensioni ammissibili da utilizzare nei calcoli dipendono dalle modalità di carico a cui è sottoposto il sollevatore. Verranno infatti distinte tre fasce, A, B, C. Queste tre combinazioni di carico presuppongono differenti carichi da introdurre e diversi valori dei limiti di tensione ammissibile per i materiali. Vediamo in particolare dalla tabella.

Tensioni ammissibili.

Combinazione di carichi	**A** S=1,5			**B** S=1,33			**C** S=1,25		
	Fe E235	Fe E275	Fe E355	Fe E235	Fe E275	Fe E355	Fe E235	Fe E275	Fe E355
Materiale di Base **σa=σo**	**157**	**183**	**237**	176	206	266	188	220	284

Le lettere A, B, C indicano le combinazioni di carico che si evincono dalla norma.
In particolare:

- **A**, funzionamento normale senza vento o forze speciali (previsto utilizzo solo al chiuso)
- **B**, funzionamento normale con forza del vento (previsto utilizzo anche all'aperto)
- **C**, condizioni particolari di funzionamento

L'Fe 510 utilizzato per la maggior parte dei componenti in carpenteria meccanica della macchina ha un modulo di elasticità E=210000Mpa

5.2 CARATTERISTICHE DELLA GHISA SFEROIDALE

Questo materiale sarà decisivo per l'ottimizzazione dei processi di produzione nonostante non sia molto utilizzato.

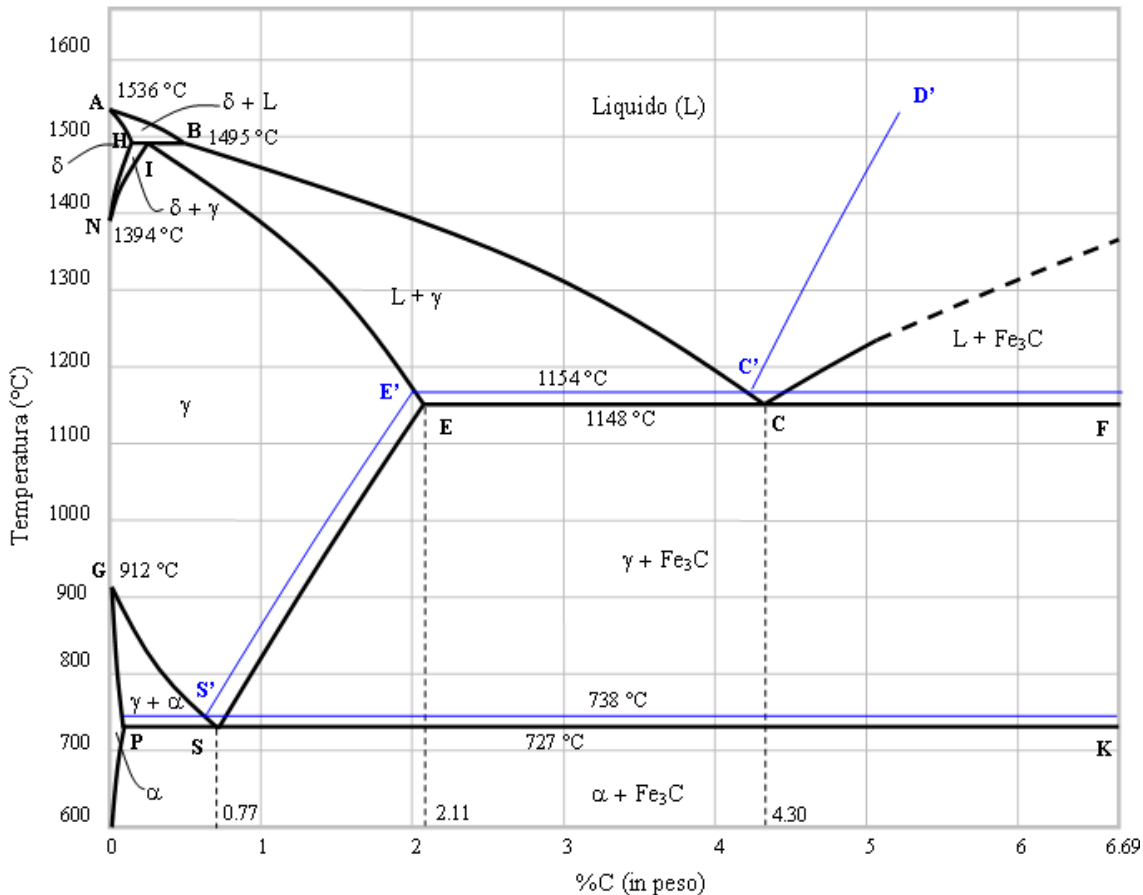



Figura 15- Diagramma ferro-carbonio

Per lo studio della solidificazione delle ghise si fa riferimento alla parte destra del diagramma Fe-C, per intenderci la zona con %C > 2%.
Nel corso della solidificazione una ghisa base liquida può seguire il diagramma stabile ferro-grafite (curva blu), oppure quello metastabile ferro-cementite (curva nera).
La cementite (FE_3C) è un composto metastabile cioè tende a decomporsi in ferro + grafite. La decomposizione richiede però molto tempo.

Se facciamo raffreddare un liquido eutettico, che ha concentrazione in massa di C pari a 4,30%, lentamente dobbiamo seguire la trasformazione stabile. Ciò significa che la cementite ha il tempo di decomporsi in Fe + grafite. Raffreddando fino a 1154°C inizieranno a nucleare i primi grani di austenite (Feγ) e grafite (C): la concentrazione massima di carbonio che l'austenite riesce a tenere in soluzione varia

con la temperatura e viene letta sulla curva E’-S’, a 1154°C è pari al 2%. Asportando altra energia termica altro liquido si solidificherà in austenite e grafite.
Quando tutta la massa è solidificata la temperatura inizia a calare e la solubilità del carbonio diminuisce; si ha quindi una migrazione di atomi di carbonio dal reticolo cristallino del ferroγ che unendosi tra di loro formano altra grafite. A 738°C abbiamo austenite con concentrazione di carbonio pari a 0.68% e grafite.
Continuando a raffreddare l’austenite si trasforma in ferrite (Feα) con concentrazione in massa di C pari allo 0,02%. Alla fine della solidificazione otteniamo ferrite + grafite.
Questa lega viene comunemente chiamata ghisa grigia o grafitica. Con un raffreddamento più veloce la cementite non ha il tempo di decomporsi; nel diagramma seguiamo la trasformazione nera.
Facciamo solidificare un liquido eutettico. Giunti a 1148°C inizieranno a nucleare del ferro γ (austenite) con concentrazione di C al 2.11% e la cementite. Continuando a raffreddare, l’austenite inizierà a rilasciare il carbonio che combinandosi con il Fe formerà altra cementite. A 727°C abbiamo ferroα più altra cementite. Giunti a temperatura ambiente otteniamo perlite (ferrite + cementite) + cementite.
Questa ghisa viene detta ghisa bianca.

5.2.1 DESCRIZIONE E TENSIONI AMMISSIBILI

La Ghisa sferoidale è stata scoperta durante l'ultima guerra mondiale.
Questa scoperta consisteva nel trasformare le lamelle di grafite presenti nella ghisa in sferoidi
Essa provava che,a parità di composizione, le proprietà meccaniche e fisiche della ghisa erano diverse,secondo la forma lamellare o sferoidale assunta presente dalla grafite. La ghisa si distingue dall'acciaio perchè in essa è sempre presente del carbonio in eccesso, oltre la quantità solubile nella struttura cristallina della matrice metallica.
Solitamente questa grafite assume la forma di lamelle durante la solidificazione dando origine alla ghisa lamellare (grigia). In presenza di elementi come il

magnesio e utilizzando dei trattamenti metallurgici appropriati,la grafite assume, durante la solidificazione,la forma di sferoidi dando origine alla ghisa a grafite sferoidale,o ghisa GS.

In figura notiamo globuli di carbonio o lamelle nella ghisa sferoidale

VANTAGGI DELLA GHISA SFEROIDALE

In Italia diverse fonderie producono ghisa, nella cui fusione vengono aggiunti pezzi di carbone, rottami vari, carcasse di elettrodomestici e automobili,ciò allo scopo di ridurre i costi di produzione. La ghisa così ottenuta è di categoria "G20",O più nota come "ghisa grigia"ed è la più comune (priva di garanzie e fuori norma), cosi detta perchè alla rottura presenta una superficie grigia.
Nella G20 la conformazione molecolare è discontinua, per cui la resistenza meccanica non è mai omogenea in tutta la superficie e quindi ad una maggiore convergenza di sforzo genera inizi di cedimento strutturale.

Figura 16- La ghisa grigia è fragile

La GS (ghisa sferoidale) presenta caratteristiche superiori utilizzando spessori ridotti, data la purezza e la qualità della materia prima. La GS garantisce buona resistenza alla corrosione naturale, elevata capacità di assorbimento delle vibrazioni,facilità di lavorazione e proprietà autolubrificanti.

Inoltre la ghisa a grafite sferoidale possiede caratteristiche meccaniche molto più elevate, una capacità di deformazione prima della rottura superiore a quella della ghisa lamellare, un modulo di elasticità quasi come quello dell'acciaio, una resistenza alla rottura per flessione da 2 a 3 volte superiore a quella della ghisa lamellare e una elevata resistenza agli urti.

Figura 17- La ghisa sferoidale è tenace

Riassume quindi i vantaggi tipici della ghisa come:

- Attitudine alla formatura
- Alta lavorabilità
- Elevata resistenza all’usura
- Assorbimento delle vibrazioni

Porta in più le caratteristiche fisiche degli acciai come:

- Resistenza alla trazione e agli urti
- Buon allungamento
- Alto limite elastico

Queste proprietà sono importantissime in una struttura meccanica in quanto eventuali concentrazioni di tensione causate da fattori geometrici o interni, possono essere ridistribuite. Il vantaggio principale è che le rotture eventuali sono anticipate da deformazioni che le evidenziano.

Dalle tabelle riportate sulla normativa, si ricavano i valori di tensione di rottura e quella di snervamento di alcuni tipi di ghisa sferoidale. Sulla base delle indicazioni fornite sull'acciaio assumeremo lo stesso coefficiente di riduzione della tensione ammissibile anche per la ghisa.

TIPO	**TENSIONE DI ROTTURA**	**TENSIONE DI SNERVAMENTO**
GGG-40 (GS400)	400 N/mm^2	250 N/mm^2
GGG-50 (GS500)	500 N/mm^2	320 N/mm^2
GGG-60 (GS600)	600 N/mm^2	380 N/mm^2

In conformità con ciò che viene prescritto per gli acciai assumeremo come limite di tensione ammissibile i seguenti valori indicati in tabella.

Combinazione di carichi	**A** S=1,5			**B** S=1,33			**C** S=1,25		
	GS400	GS500	GS600	GS400	GS500	GS600	GS400	GS500	GS600
Materiale di Base **$\sigma a = \sigma o$**	**267**	**333**	**400**	300	375	451	320	400	480

6 CALCOLI

6.1 STRUTTURA DI ESTENSIONE A PANTOGRAFO

È necessario, per poter ancorare tutte e quattro le ruote della vettura alla macchina in esame, realizzare una struttura di estensione che permetta un allungamento della macchina tale da coprire l'interasse fra le coppie di ruote.
È oltremodo necessario che tale struttura debba essere il più efficiente possibile e conforme alle necessità della macchina.
Cioè deve poter coprire elevate distanze necessitando di minimi spostamenti generati per mezzo di un attuatore idraulico.
La scelta è ricaduta su una struttura di estensione a pantografo, utilizzata principalmente come organo, dai mezzi di locomozione ferroviaria o tramviaria, per prelevare energia dalla linea elettrica di contatto oppure come sistema di sollevamento su piattaforme elevatrici fisse.
Le piattaforme elevatrici a pantografo sono diventate un prodotto di uso molto comune in ogni tipo di azienda, rappresentano, infatti, in molti casi, una soluzione ottimale in termini di funzionalità, economia e sicurezza.
Le piattaforme elevatrici a pantografo oltre a risolvere problemi di collegamento fra piani posti a diverse altezze e di alimentazione di macchine di produzione, in questi ultimi anni hanno trovato largo impiego come valido mezzo per la movimentazione manuale dei carichi nel rispetto delle normative europee che si sono sempre più occupate di ergonomia, sicurezza e salute degli operatori sul posto di lavoro.

Figura 18- Sollevatore a pantografo

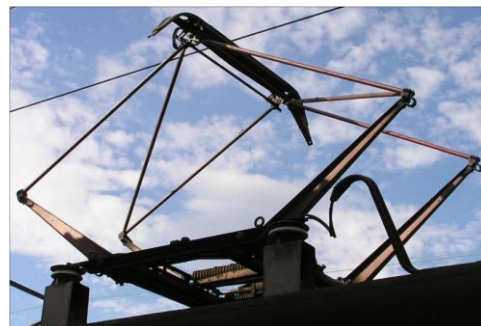



Figura 19- Pantografo per prelevare energia

Nel nostro caso come detto deve consentire elevate lunghezze per minimi spostamenti dell'attuatore. Tali caratteristiche sono verificate e lo si evince dalle immagini:

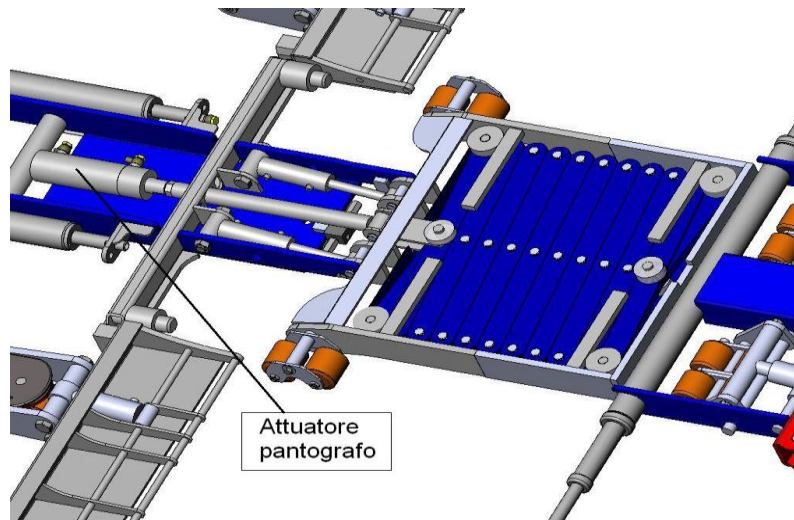



Figura 20 - Pantografo retratto

Si nota (figura 16) che l'attuatore agisce ad una estremità del pantografo in posizione centrale.

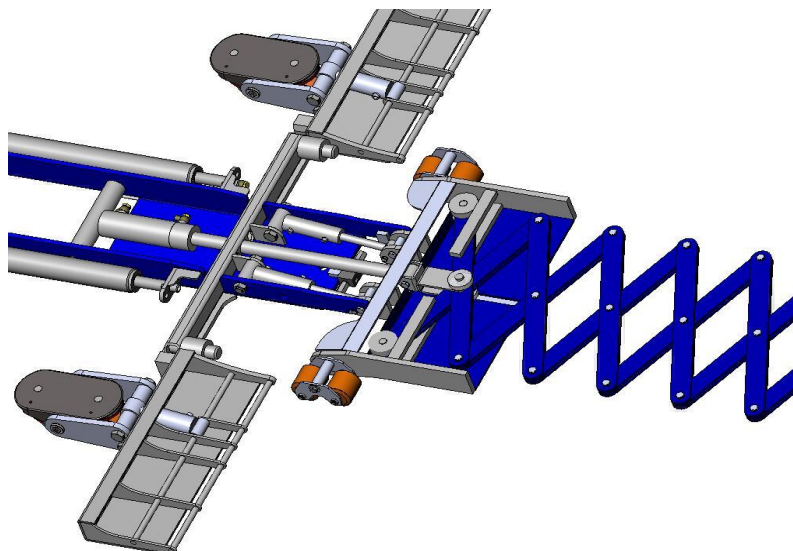



Figura 21- Pantografo esteso

Possiamo valutare immediatamente che l'estremità che unisce pantografo ed attuatore si è spostata assialmente in minima misura. Il pantografo risulta invece esteso per una considerevole lunghezza.

6.2 PROBLEMI E RELATIVE SOLUZIONI

Il pantografo è una struttura molto particolare per l'uso ingegneristico. Come detto consente estensioni elevate con minimi sforzi e spostamenti, ma allora ci si chiede perché il suo utilizzo sia tanto limitato.
Le problematiche relative alla struttura sono le grosse dispersioni di energia fra le parti, all'interno degli accoppiamenti cinematici rotoidali, e la flessibilità della struttura stessa sotto carico.
Per questa ragione nelle macchine in commerciò il numero di accoppiamenti è limitato al minimo, e le parti in gioco sono sovradimensionate per consentire elevata resistenza e minime deformazioni.

6.2.1 PROBLEMA DELLA FLESSIONE

Il pantografo è la parte più sensibile della macchina in esame e il suo montaggio deve essere realizzato in modo preciso.
L'accoppiamento fra le parti viene effettuato tramite perni passanti con cave alle estremità nelle quali andranno collocati anelli seeger di apposita dimensione tipica per ogni diametro.
Essendo componenti commerciali non sono stati realizzati nel progetto al calcolatore ma andranno ordinati e collocati in fase di montaggio realistica.

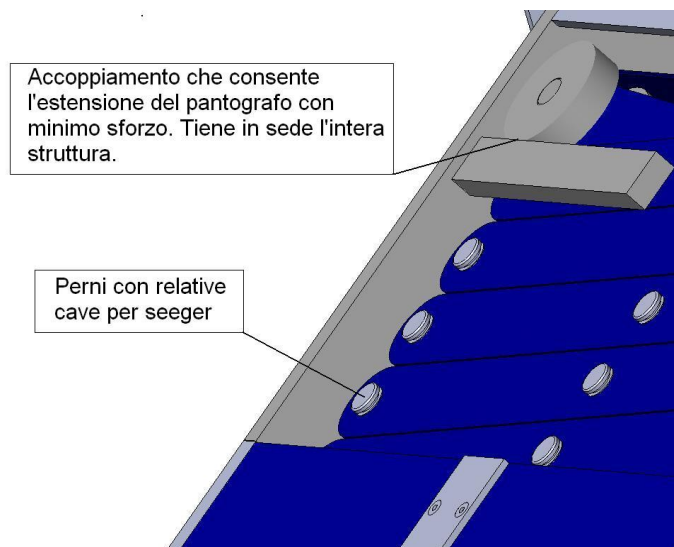



Figura 22- Perni di collegamento e tenuta della struttura

Proprio il montaggio in sé provoca il problema analizzato; l’esistenza di accoppiamento rotoidale fra le parti comporta inevitabilmente un minimo di gioco che, per quanto la tolleranza sia elevata, esisterà sempre.
La presenza di questi giochi comporta che, sotto il peso proprio della struttura, e specialmente in fase di carico del veicolo, il pantografo esteso tenda a flettere verso il suolo.
È un comportamento che ovviamente non deve esistere al termine della progettazione.
Un altro paramento che comporta una flessione della struttura di estensione è la snellezza delle parti in gioco. Le varie travi realizzate in carpenteria metallica sono molto sottili e hanno una forma stretta e lunga, la quale è estremamente soggetta a flessione una volta posta sotto carico.

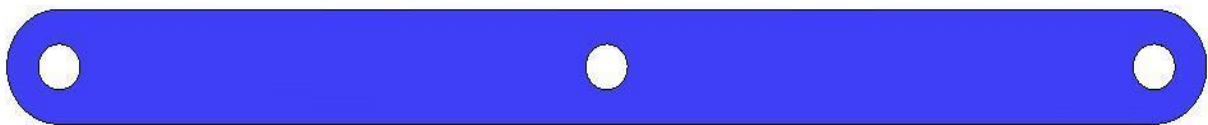



Figura 23 - Barra singola del pantografo

Nel pantografo il numero degli accoppiamenti rotoidali è molto elevato e la somma di tutti i giochi presenti e delle snellezze delle travi potrebbe comportare flessioni troppo elevate con conseguenti danni sulle parti componenti la macchina.

6.2.2 PROBLEMA DEL TIRAGGIO

Nel primo prototipo della macchina si volevano fissare le quattro ruote incuneandole fra le quattro pedane (Figura 5).
Per poter garantire il fissaggio si presentava il problema di dover trasmettere una forza di tiraggio tramite il pantografo per fare in modo che le pedane anteriori si incuneassero bene sotto i copertoni delle ruote.
A questo punto dell’analisi si è presentato il secondo problema in esame.

Per l’estensione il problema non si pone; il cilindro oleodinamico (Figura 16) applica una forza motrice e il sistema cinematico si espande.
Il difetto si presenta invece in fase di tiraggio del pantografo, cioè retraendo la struttura stessa.

Sempre a causa dei problemi sui giochi e sulle elasticità, esposti in precedenza, ci sono perdite di rendimento meccanico ad ogni accoppiamento, e il numero è elevato. Queste perdite di rendimento fanno si che, a fronte di una forza motrice applicata ad una estremità del pantografo, si ottiene una forza utile al capo apposto pressoché nulla o di minima entità.
Certamente non sufficiente a garantire una tenuta salda del veicolo sulla macchina in progetto. In sintesi l’autovettura esce dai sostegni.

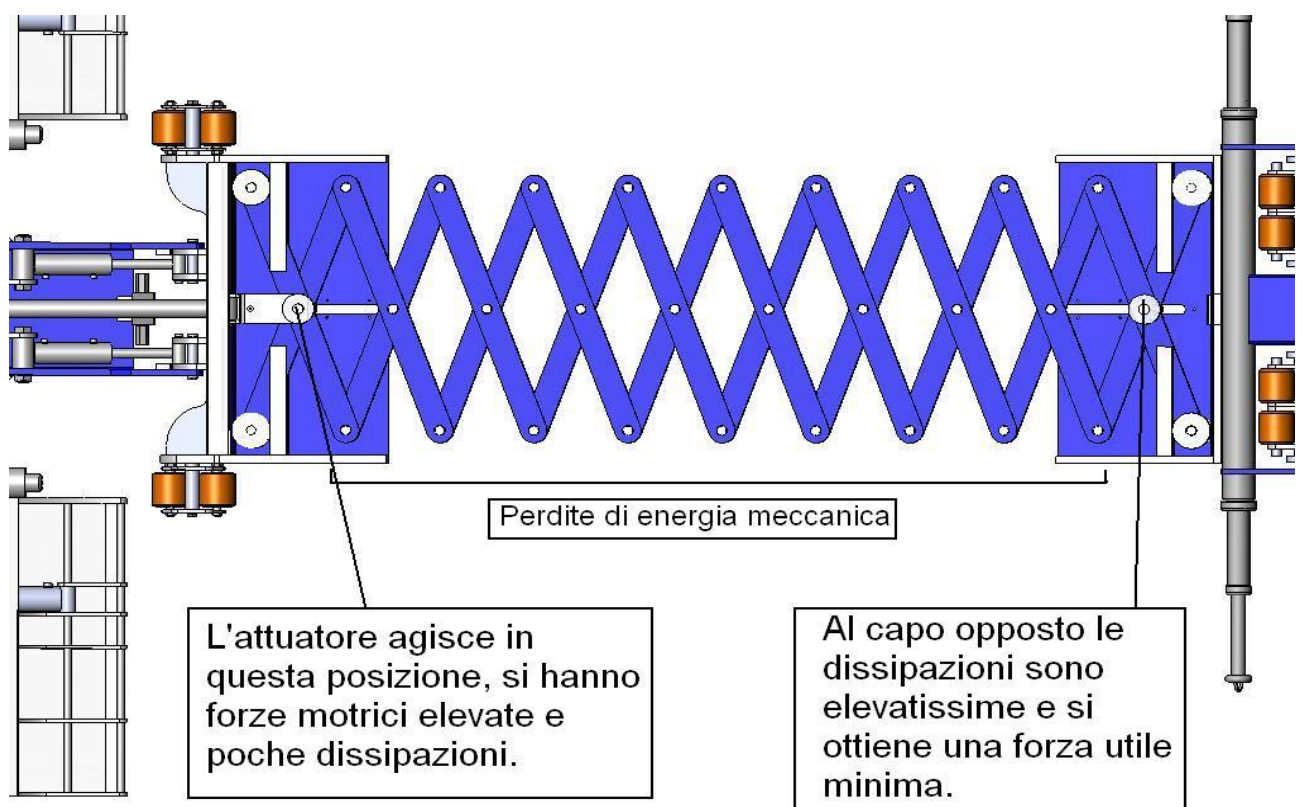



Figura 24- Forze e dissipazioni agenti sul pantografo

6.2.3 SOLUZIONI DELLE PROBLEMATICHE

La parte principale della progettazione si è svolta per risolvere i grossi difetti presentati nei paragrafi precedenti, che non devono ovviamente verificarsi all'atto della costruzione e della messa in uso della macchina.

RISOLUZIONE DEL PROBLEMA DEL TIRAGGIO.

Il problema delle dissipazioni energetiche è, come detto, sempre presente. Per evitare che crei problemi in fase di utilizzo si è deciso di svincolare totalmente l'ancoraggio della coppia di ruote anteriori dall'utilizzo del pantografo.

Per far questo si è creato un sistema di ancoraggio originale e funzionale, facendo in modo di comprimere i copertoni delle ruote fra degli sfili estraibili manualmente e delle forche appositamente progettate.

Il problema di tali sistema, durante la progettazione, consisteva nel mezzo per porre le forche in movimentazione garantendo forze sufficienti una volta a battuta contro la ruota.

Si è trovata una soluzione ottima e anche semplice nell'utilizzo di un cilindro oleodinamico libero che estendesse contemporaneamente le due forche.

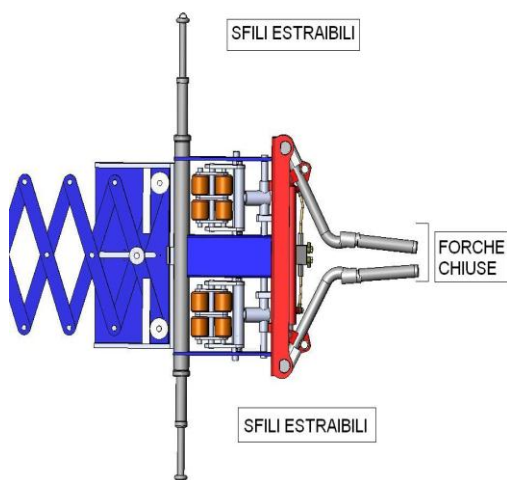
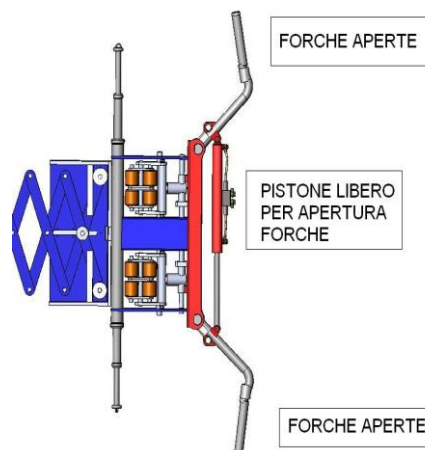



Figura 25 -Sistema di ancoraggio/ forche chiuse **Figura 26- Sistema di ancoraggio anteriore/forche aperte**

Con questo nuovo sistema il pantografo ottiene come unica funzione, sulla parte anteriore della macchina, quella di estensore.

RISOLUZIONE DEL PROBLEMA DELLA FLESSIONE.

Come evidenziato, giochi, elasticità e peso della struttura di estensione agiscono a favore di una complessiva flessione verso il suolo; comportamento assolutamente da evitare per non rischiare danni alle parti in gioco.

Come prima contromisura si è deciso di irrobustire il pantografo con una doppia struttura a barre, in tal modo si riduce l'effetto dei giochi in corrispondenza dei perni di collegamento.

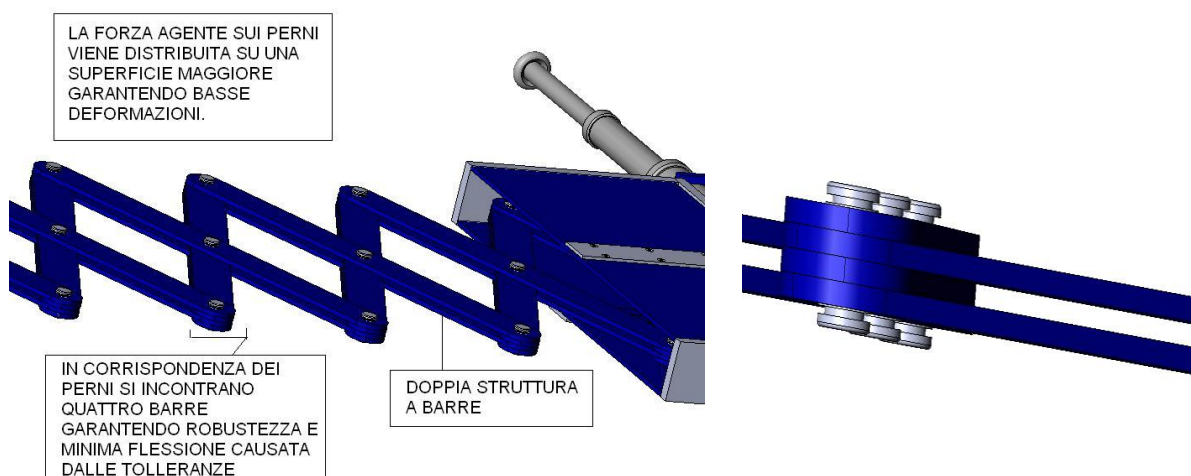



Figura 27- Struttura del pantografo.

Figura 28- Particolare sulla doppia struttura.

Per risolvere definitivamente il difetto si è pensato di progettare il sistema di sollevamento anteriore in modo che creasse un effetto di leva, fra reazione col suolo e forza peso dell'automezzo sollevato, seppur di minima entità, ma che andasse a controbilanciare la tendenza della forza peso di flettere la struttura verso il basso.

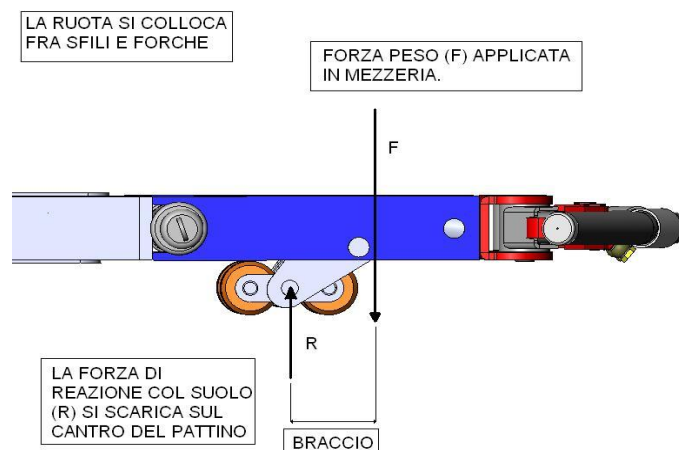



Figura 29- Effetto leva ancoraggio anteriore

Dalla figura precedente si valuta immediatamente che fra la forza peso ‘F’ del veicolo caricato, applicata sulla mezzeria della ruota ancorata, e la reazione col il suolo ‘R’, che la bilancia, nasce un momento orario che agisce sulla struttura andando a compensare l’abbassamento del pantografo verso il suolo.
Ovviamente ruote di diametro diverso spostano il punto di applicazione del carico, assunto sempre sul baricentro della ruota ancorata, ma sempre a beneficio della riduzione della flessibilità.

La progettazione dei modelli tridimensionali oltre ai vantaggi già accennati, permette di eseguire in seguito una simulazione delle tensioni alle quali il componente sarà sottoposto.
Questi risultati si ottengono attraverso dei programmi che lavorano con elementi finiti e sono normalmente chiamati fem. Il software utilizza infatti la geometria creata col modellatore solido.
Il concetto è suddividere il pezzo in un numero altissimo di elementini tridimensionali di varie forme, uniti tra loro da una rete di nodi chiamata mesh.
Inserendo le sollecitazioni nel pezzo, grazie a questa rete, il programma calcola le deformazioni e quindi le tensioni che si trasmettono da un elementino all’altro. A questo punto è possibile trovare le tensioni in tutti i punti del modello.
Occorre fare però delle considerazioni sulla lettura dei risultati.

Risulta decisivo per la corretta simulazione, un preciso studio di vincoli e carichi da assegnare. Un errore in tale operazione rende i risultati molto lontani dalla realtà.
In generale i valori in uscita sovrastimano la realtà. Si riscontrano spesso in alcuni piccoli e particolari punti del modello picchi di tensione elevatissima, mentre nel resto si manifestano valori molto più bassi. Si possono fare le seguenti considerazioni. Una causa di questo inaspettato risultato può essere dovuto alla mesh che il programma in automatico ha realizzato. In particolare in quei punti potrebbe essere presente un elementino di forma non appropriata per approssimare il modello. Si può in tale situazione ottimizzare la meshatura e riverificare. Il problema potrebbe non risolversi comunque. A questo punto se si è in presenza di un materiale duttile si pensa che questi picchi possano ridistribuirsi grazie alla plasticizzazione del materiale. Per cui in generale, piccole zone con gradienti di tensione molto elevati e il resto con valori accettabili, non preoccupano il progettista.
I programmi che eseguono queste simulazioni sono molti e di fasce diverse. Ciò che differenzia un prodotto di alta gamma da uno di bassa è essenzialmente la possibilità di intervento. Significa che le opzioni sono molte tutte volte a poter approssimare il meglio possibile la realtà.

6.3 COSTRUZIONE CILINDRO POSTERIORE

Assieme alla struttura pantografica, il progetto di costruzione e realizzazione del cilindro di sollevamento posteriore, ha comportato la parte di studio più sensibile di tutta la macchina.

Si è notato sin da subito che era necessario svincolare la capacità di sterzo della ruota di trazione e la capacità della stessa di potersi abbassare, garantendo il sollevamento dell’autovettura caricata dal suolo. Questo perché lo stelo di un cilindro non è progettato per poter ruotare ma solamente per generare una forza motrice o resistente lineare.

Si è quindi ideata una costruzione originale per il cilindro in esame.
Lo stelo e il pistone del cilindro sono forati e all'interno vi scorre ,libero di ruotare, il perno che verrà collegato al timone di comando (diametro 30 mm).
La costruzione e il collegamento delle parti componenti lo stelo è a sua volta particolare poichè composto da tre parti, connesse tramite filettatura.
La parte inferiore dello stelo, (1) in figura, a filettatura esterna consente l'avvitamento del pistone, (2) in figura. La parte superiore dello stelo, (3) in figura, filettata internamente viene avvitata a sua volta e si ottiene lo stelo del cilindro completo.
In sintesi ci si riduce ad un sistema dove il perno, saldato al corpo connesso alla ruota motorizzata, ha come una funzione quella di consentire la rotazione della stessa ruota, mentre il sistema stelo-pistone svolge la funzione di sollevamento.
La prima idea comportava un collegamento saldato fra il perno e il corpo connesso alla ruota motorizzata, senza l'utilizzo di un cuscinetto a sfere, del quale si è poi ritenuto necessario il montaggio, per ridurre gli attriti e soprattutto per l'elevata resistenza dello stesso ai cariche radiali, che si scaricheranno costantemente durante la movimentazione della macchina in progetto.

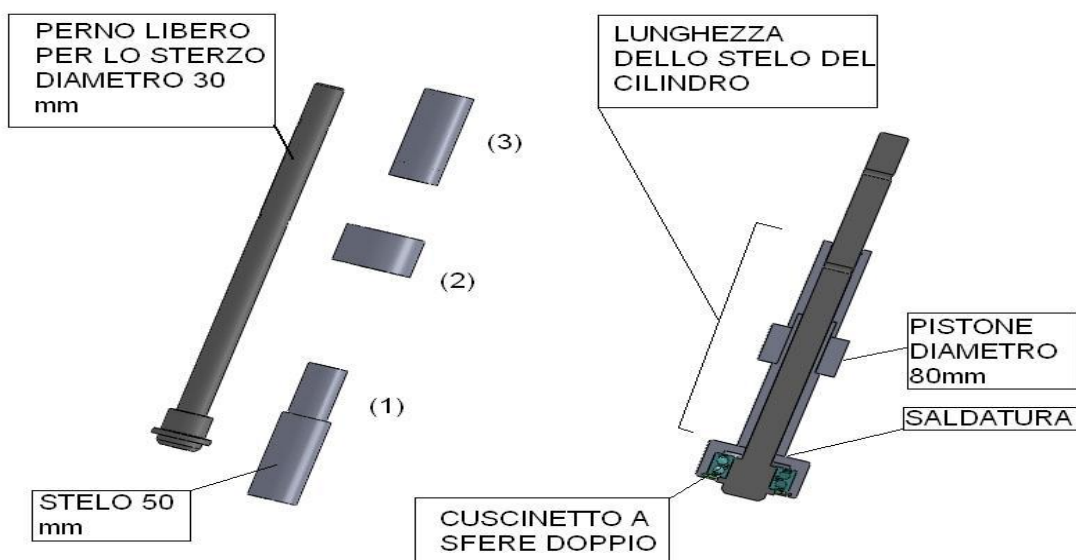



Figura 30- Sezione del cilindro posteriore e parti costituenti

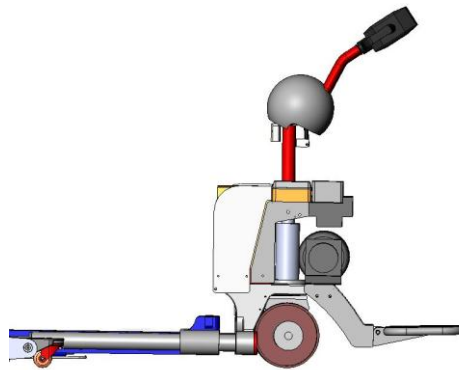
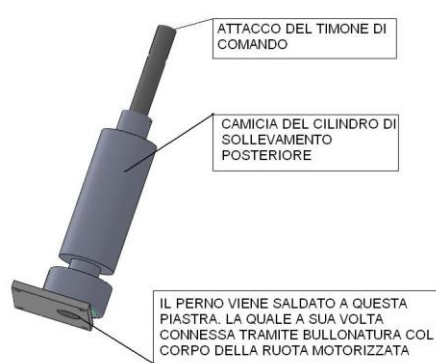



Figura 31- Cilindro posteriore, montaggio completo **Figura 32- Collegamento fra cilindro e ruota motorizzata**

6.4 VERIFICA CILINDI

Il sollevatore presenta una serie di martinetti idraulici. Tutte le operazioni che svolge sono infatti permesse da questi. Il materiale utilizzato per la costruzione è lo stesso per tutti e si tratta di acciaio **Fe E355**, che da tabelle presenta un limite di snervamento **fy=355 N/ mm².**

In questo senso si cercavano dei criteri di dimensionamento. La norma ci dice che i martinetti che possono essere esposti alla pressione massima limitata dalla valvola limitatrice della pressione devono resistere ad **almeno 2 volte** tale pressione senza mostrare deformazioni permanenti. Sulla base di questo verrà eseguita la verifica.

Una seconda valutazione va fatta sulla stabilità elastica. Questa parte è presente sulla norma dedicata ai sollevatori. Non parla di martinetti ma di strutture in senso più generale.

Ai fini di una maggiore rigorosità, sarà comunque eseguita tale verifica anche sugli steli dei martinetti quando necessario.

Come detto in precedenza la pompa a disposizione nella macchina raggiunge i 250 bar, i calcoli sui cilindri sono effettuati considerando una pressione di esercizio di 230 bar.

6.4.1 CILINDRO CHIUSURA FORCHE

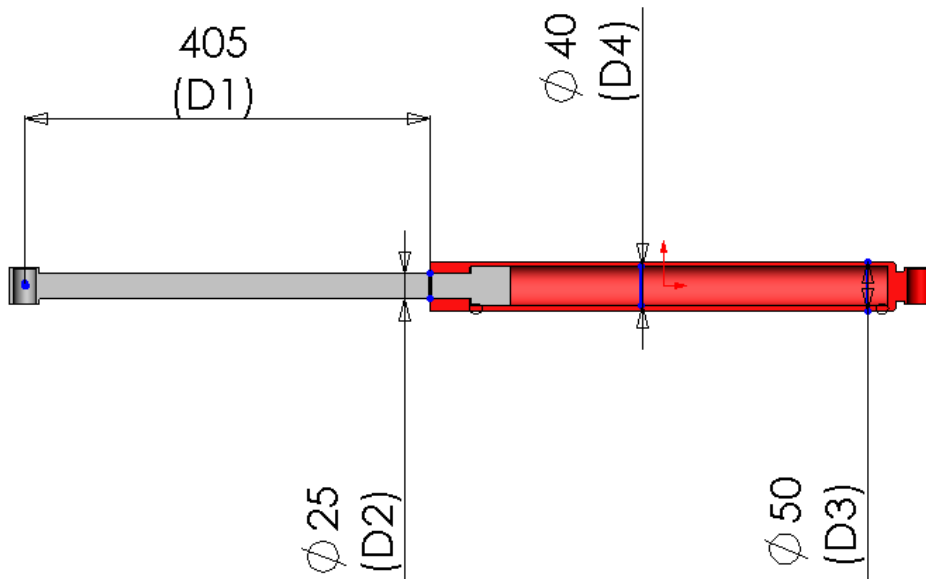



Figura 33-Dimensioni martinetto chiusura forche

Dimensionato il primo martinetto, per gli altri si adotta soltanto una verifica.

Questo martinetto non è soggetto ai 230 bar, pressione massima di esercizio. Proprio per preservare le gomme dei veicoli è stato inserito un pressostato supplementare regolato a 70 bar che limita lo sforzo su di esse.

Scelte da catalogo le dimensioni del martinetto si passa ad una verifica:

diametro esterno (**de**): **50 mm**

diametro interno (**di**): **40 mm**

spessore (**s**): **5 mm**

pressione max (**pMax**): 70 **bar=7 MPa**

σMax = (2pMax × di)/ (2s)

σMax =(2 × 7 × 40)/ (2 × 5)= 56 N/mm²

Il valore di confronto è 355 Mpa per cui il martinetto di sollevamento con le misure adottate risulta verificato a pressione.

VERIFICA STABILITA' ELASTICA

Le verifica di stabilità è eseguita secondo la legge di Eulero, in accordo con quanto prescritto dalle norme.

Grandezze caratteristiche dello stelo:

diametro (**d**): 25mm

lunghezza (**lo**): 405mm

area

A = 3,1416 / 4 × **d²**= **490,9 mm²**

momento d'inerzia minimo

Imin =3,1416 / 64 × (**d**^4) **= 19174,8mm^4**

raggio minimo d'inerzia

rmin =RADQ(**I**min/ **A)= 6,2 mm**

snellezza

Lambda = **lo** / **r**min = **65,3**

tensione critica

σcri = (3,1416 ² × 210000) / **L**ambda **² = 486,1 N/mm²**

Dalla la norma si evince che la tensione critica **σ**cr è definita nella maniera seguente:

$\sigma cri < 0,7 \times fy$ $\sigma cr = \sigma cri$

$\sigma cri >= 0,7 \times fy$ $\sigma cr = fy \times ((1-0,461/(\sigma cri/fy)\text{^}1,4))\text{^}¼$

siccome vale la seconda:

σcr= **226,3 N/mm²**

Come si poteva già notare si tratta di un corpo tozzo sul quale non c'è pericolo di instabilità.

Lo stelo è verificato.

6.4.2 CILINDRO ESTENSIONE TELAIO

La camicia esterna è stata cromata per permettere alla boccola di sostegno del telaio di poter scorrere facilmente. La pressione massima di esercizio risulta essere quella massima del circuito.

Si noti che questo martinetto ha lo stelo forato. In estensione, infatti, l'olio in pressione fluisce dalla camera in pressione all'interno di questo ed esce dall'apice opposto.

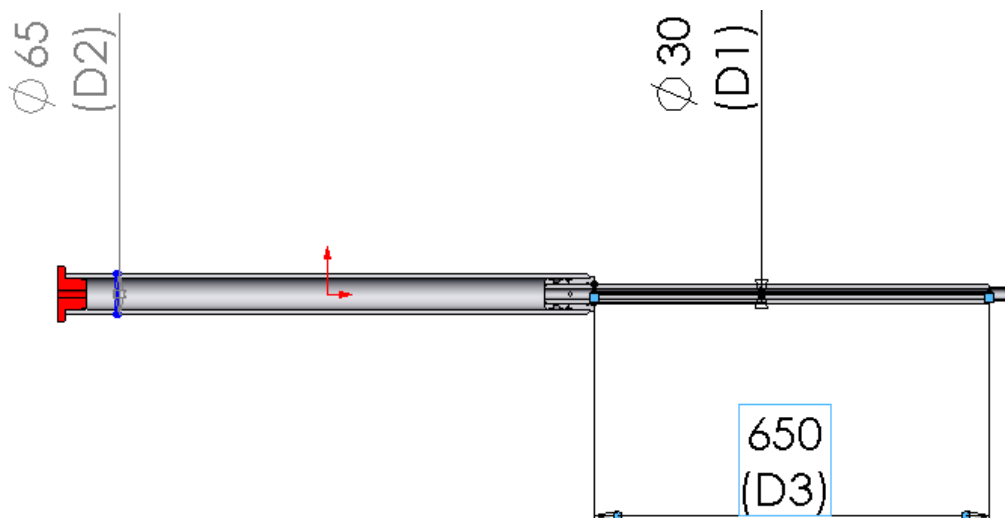



Figura 34- Dimensioni cilindri per estensione telaio

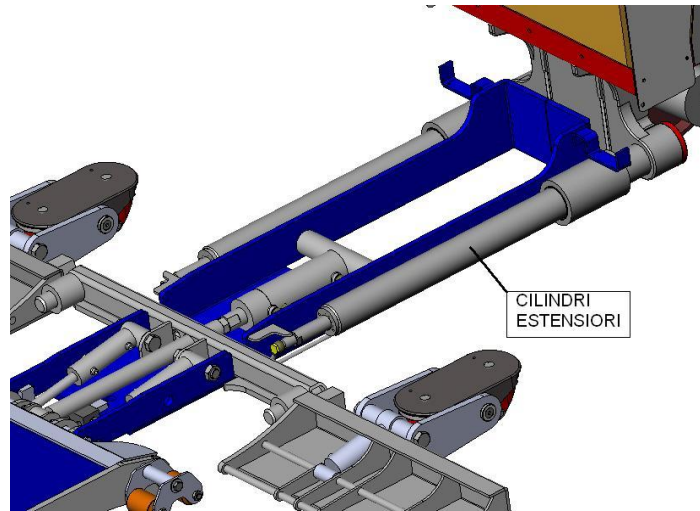



Figura 35- Cilindri estensori

Questi sono posizionati ai lati della macchina e collegano il telaio anteriore a quello posteriore.

VERIFICA A PRESSIONE

Grandezze caratteristiche:

diametro esterno (**de**): **65 mm**

diametro interno (**di**): **50 mm**

spessore (**s**): **7,5 mm**

pressione max (**pMax**): **bar=23 MPa**

σMax = (2 × pMax × di)/ (2×s)

σMax =(2 × 23 × 50)/ (2 × 7,5)= 153,33 N/mm²

Il valore di confronto è 355N/ mm², percui il martinetto di sollevamento con le misure adottate risulta verificato a pressione.

VERIFICA STABILITA' ELASTICA

Lo stelo è a prima vista snello in quanto è lungo, di diametro limitato e forato all'interno.

Grandezze caratteristiche dello stelo:

diametro interno (**di**): 15mm

diametro esterno (**de**): 30mm

lunghezza (**lo**): 650mm

area

$A = 3{,}1416 / 4 \times (de^2 - di^2) = \mathbf{530{,}1\ mm^2}$

momento d'inerzia minimo

$I_{min} = 3{,}1416 / 64 \times (de^4 - di^4) = \mathbf{37275{,}7\ mm^4}$

raggio minimo d'inerzia

$r_{min} = \mathrm{RADQ}(I_{min} / A) = \mathbf{8{,}4\ mm}$

snellezza

$\mathrm{Lambda} = lo / r_{min} = \mathbf{77{,}5}$

tensione critica

$\sigma_{cri} = (3{,}1416^2 \times 210000) / \mathrm{Lambda}^2 = \mathbf{345{,}0\ N/mm^2}$

Dalla la norma si evince che la tensione critica σ_{cr} è definita nella maniera seguente:

$\sigma_{cri} < 0{,}7 \times fy \qquad \sigma_{cr} = \sigma_{cri}$

$\sigma_{cri} >= 0{,}7 \times fy \qquad \sigma_{cr} = fy \times ((1 - 0{,}461/(\sigma_{cri}/fy)^{1,4}))^{1/4}$

siccome vale la seconda:

$\sigma_{cr} = \mathbf{218{,}9\ N/mm^2}$

Anche qui lo stelo risulta non avere problemi di instabilità. Lo stelo è verificato.

6.4.3 CILINDRO DI ESTENSIONE PANTOGRAFO

Questo attuatore oleodinamico a doppio effetto ha la funzione di estendere e far rientrare il pantografo.
La corsa del pistone è stata valutata e dimensionata, come quella massima necessaria, per consentire al pantografo di coprire l'interasse fra le coppie di ruote di ogni autovettura in commercio.
Le forze esercitate sono sovrabbondanti per le funzioni svolte ma, dato che è possibile regolare l'uscita dello stelo non si verificano danni alla struttura connessa.
Non è stato deciso di utilizzare un cilindro di dimensioni minori, e che quindi esercitasse forze minori, perché le dimensioni dello stelo non garantivano tenute sufficienti a carico di punta.

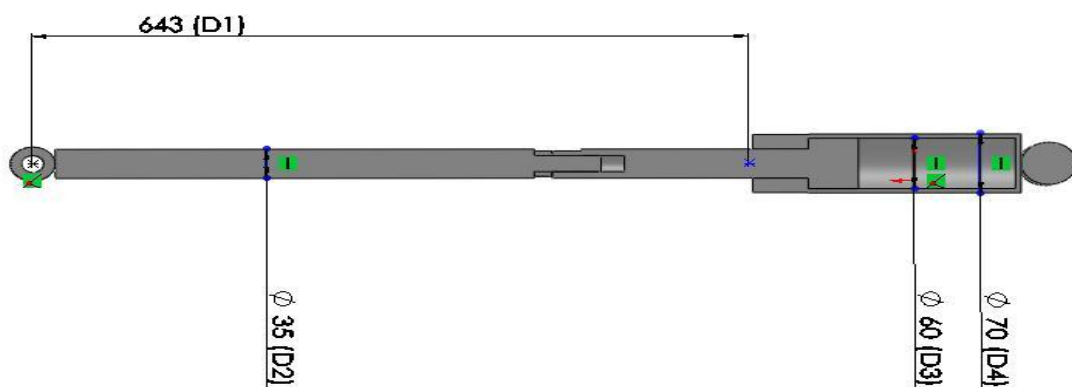



Figura 36-Cilindro estensione pantografo

VERIFICA A PRESSIONE

Grandezze caratteristiche:

diametro esterno (de): 70mm

diametro interno (di): 60mm

spessore (s): 5 mm

pressione massima (pMax): 230bar=23 Mpa

σMax = (2 * pMax * di)/ (2*s)

σMax = (2 * 23* 60)/(2*5)= 276 Mpa

Il valore di confronto è 355 Mpa , per cui il martinetto di sollevamento con le misure adottate risulta verificato a pressione.

VERIFICA STABILITA' ELASTICA

Grandezze caratteristiche dello stelo:

diametro (d) : 35mm

lunghezza (lo): 643mm

area

A= 3,1416/4 * (d^2)= 962 mm^2

momento d'inerzia minimo

Imin = 3,1416/64*(d^4) = 73661 mm^4

Raggio d'inerzia minimo

Rmin = RADQ (Imin/A)= 8.75 mm

Snellezza

Lambda= lo / rmin = 73,5

Tensione critica

$\sigma cri = (3{,}1416^2 * 210000) / Lambda^2 = 384$ Mpa

Dalla la norma si evince che la tensione critica **σ**cr è definita nella maniera seguente:

$\sigma cri < 0{,}7 \times fy$ $\sigma cr = \sigma cri$

$\sigma cri >= 0{,}7 \times fy$ $\sigma cr = fy \times ((1-0{,}461/(\sigma cri/fy)^{1{,}4}))^{1/4}$

siccome vale la seconda:

$\sigma cr = 305$Mpa

Anche qui lo stelo risulta non avere problemi di instabilità. Lo stelo è verificato

6.4.4 CILINDRO DI CHIUSURA

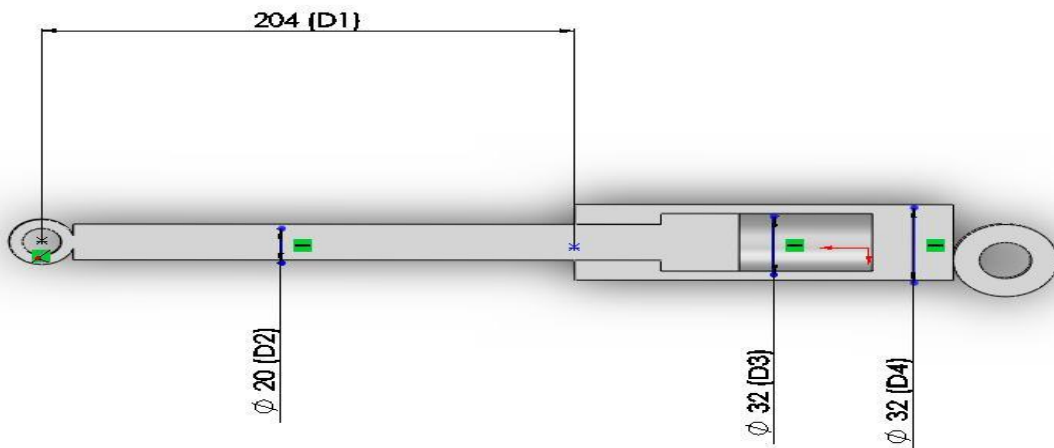



Figura 37- Cilindro chiusura della parte anteriore.

È un attuatore oleodinamico necessario per la chiusura di una parte della macchina in fase di riposo, poiché gli spazi, all’interno di un’azienda o direttamente sulla strada, sono spesso limitati è importante che l’ingombro al suolo in fase di movimentazione sia il minimo possibile. Si sollevano quindi le parti della macchina utilizzare solamente in fase di esercizio. Nel caso della macchina in esame le due pedane e la parte anteriore costituente pantografo e ancoraggio. Se ne usano due per una migliore distribuzione delle forze e un sollevamento più omogeneo.

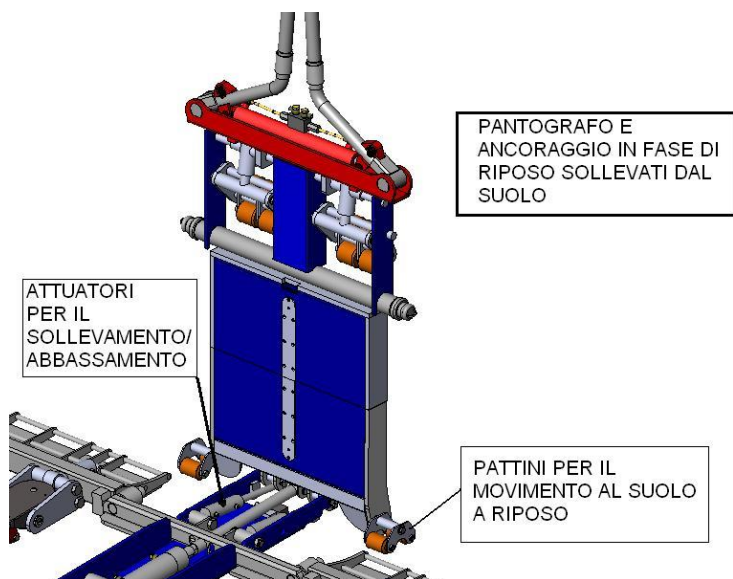



Figura 38- Parte anteriore macchina sollevata in fase di riposo

VERIFICA A PRESSIONE

Grandezze caratteristiche:

diametro esterno	(de):	42mm
diametro interno	(di):	32mm
spessore	(s):	5mm
Pressione massima(pMax):		230 bar=23 Mpa

σMax = (2 * pMax * di)/ (2*s)

σMax = (2 * 23* 32)/(2*5)= 147,2 Mpa

Il valore di confronto è 355 Mpa , per cui il martinetto di sollevamento con le misure adottate risulta verificato a pressione.

VERIFICA STABILITA' ELASTICA

Grandezze caratteristiche dello stelo:

diametro (d) : 20mm

lunghezza (lo): 204mm

<u>area</u>

A= 3,1416/4 * (d^2)= 314 mm^2

<u>momento d'inerzia minimo</u>

Imin = 3,1416/64*(d^4) = 7854 mm^4

<u>Raggio d'inerzia minimo</u>

Rmin = RADQ (Imin/A)= 5 mm

<u>Snellezza</u>

Lambda= lo / 5= 40,8

<u>Tensione critica</u>

σcri= (3,1416^2* 210000)/ Lambda^2= 1247 Mpa

Dalla la norma si evince che la tensione critica **σ**cr è definita nella maniera seguente:

σcri < 0,7 × fy **σ**cr= **σ**cri

σcri >= 0,7 × fy **σ**cr=fy × ((1-0,461/(**σ**cri/fy)^1,4))^¼

siccome vale la seconda:

σcr= 320 Mpa

Anche qui lo stelo risulta non avere problemi di instabilità. Lo stelo è verificato

6.4.5 CILINDRI DI SOLLEVAMENTO

Il sollevamento delle autovetture avviene per mezzo di cinque cilindri oleodinamici a singolo effetto. Due collocati nel sistema di ancoraggio anteriore, che agiscono con una forza motrice applicata sui pattini. Due sono stati montati sulle pedane, una posizione scomoda per i fini della macchina in progetto, poiché le pedane diventano sede delle ruote della vettura, ma efficace in termini di ingombro e spinta applicata. L'ultimo cilindro è, come illustrato in precedenza, posizionato nella parte posteriore della macchina e ha una duplice funzione: sollevare il sistema di alimentazione elettrico ed oleodinamico, di per se molto pesante, ed aiutare la coppia di cilindri allocati sulle pedane in fase di sollevamento.

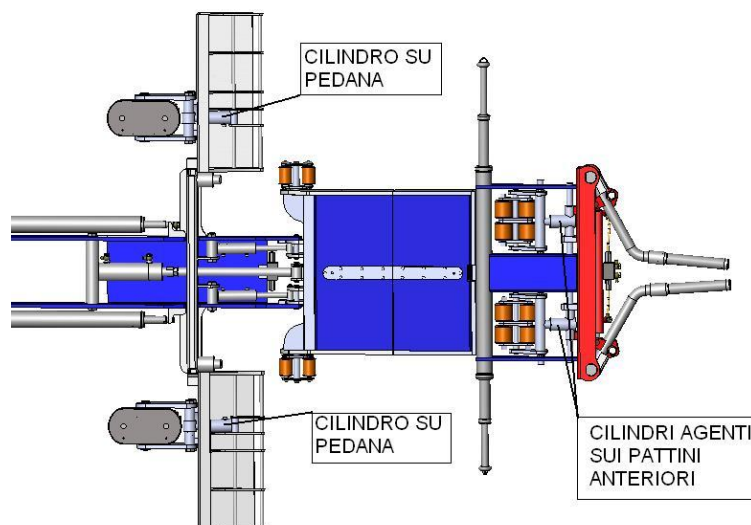



Figura 39- Cilindri di sollevamento

VERIFICA A PRESSIONE DEI CILINDRI SULLE PEDANE E SULL'ANCORAGGIO ANTERIORE

Sono tutti cilindri con stesse caratteristiche riguardo le dimensioni.

Grandezze caratteristiche:
diametro esterno (de): 50mm
diametro interno (di): 40mm
spessore (s): 5mm
pressione max(pMax): 230bar= 23Mpa

σMax = (2 * pMax * di)/ (2*s)

σMax = (2 * 23* 40)/(2*5)= 184 Mpa

Il valore di confronto è 355 Mpa , per cui il martinetto di sollevamento con le misure adottate risulta verificato a pressione.

La verifica sulla stabilità elastica non è stata ritenuta necessaria viste le limitate lunghezze degli steli e le corse altrettanto ridotte.

VERIFICA A PRESSIONE DEL PISTONE POSTERIORE

Grandezze caratteristiche:
diametro esterno (de): 92mm
diametro interno (di): 80mm
diametro stelo: (d): 50mm
spessore (s): 6mm
pressione max(pMax): 230bar= 23Mpa

σMax = (2 * pMax * di)/ (2*s)

σMax = [2 * 23*(80-30)]/(2*6)= 115 Mpa

Il valore di confronto è 355 Mpa , per cui il martinetto di sollevamento con le misure adottate risulta verificato a pressione.

La verifica sulla stabilità elastica non è stata ritenuta necessaria viste le limitate lunghezze degli steli e le corse altrettanto ridotte.

6.5 FORCA MOBILE

La forca mobile è quella che ha il compito bloccare la ruota contro gli sfili estraibili
La ruota utilizzata per l'analisi riproduce in maniera fedele le dimensioni di una reale. Si tratta di una delle ruote più grandi che si possono trovare in commercio. Le misure sono 255/45 R18. Una ruota da SUV che può benissimo essere paragonata anche a quelle di veicoli da trasporto leggeri.

Si deduce che non tutta la forca mobile è soggetta al carico anche nella condizione più sfavorevole.
Per veicoli con carreggiata inferiore e ruote di diametro e larghezza inferiore, la forca subisce geometrie di carico meno gravose.

6.5.1 CALCOLI FORCA MOBILE

La forca mobile è costituita da un tubo piegato a cui va avvitata ad una estremità un terminale scorrevole, necessario per adattarsi alle diverse carreggiate.
Per semplicità, la verifica e il dimensionamento sono stati eseguiti pensando che sia un pezzo unico di diametro costante. L'ipotesi tiene conto che comunque la parte scorrevole, che va avvitata, presenta un diametro maggiore. Per quanto riguarda il fissaggio, essa è saldata su una boccola di diametro 60mm e altezza analoga.

A questo punto, ricavata anche la situazione di carico più sfavorevole si può iniziare la verifica.

Come si è già detto, a fronte di un carico nominale di 29000 N, nei calcoli va inserito il valore di 29000 × 1,151 =33379 N, dovuto al coefficiente dinamico Ø.

Pensiamo che il carico sia equamente suddiviso sulle forche, sugli sfili e sulle pedane, quindi ogni parte sarà soggetta a 33379/2= 16689 N sulle pedane e 16689/4= 4172 N su sfili e forche.

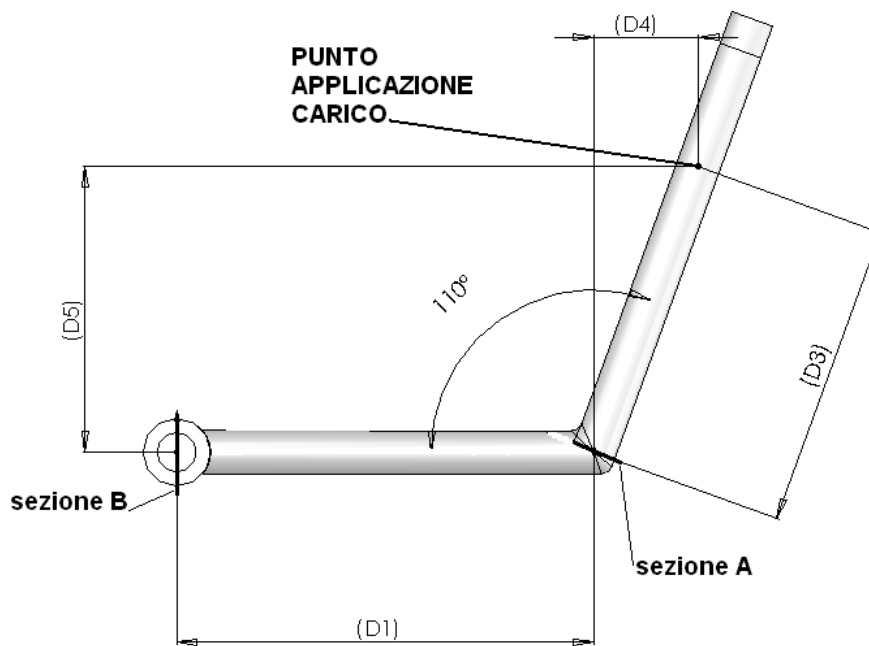



Figura 40- Dimensioni forca mobile

I calcoli sono stati eseguiti con i seguenti dati:

Carico applicato (P): 4172 N

Diametro esterno:	**50 mm**
Diametro interno:	**25 mm**
Diametro medio del cordone di saldatura**:**	**dm =** (de+di)/2
Momento d'inerzia:	**Ix** = 3,1416 /64 × (de^4-di^4)=287622 mm^4
Momento d'inerzia polare:	**Ip** = 3,1416 /32 × (de^4-di^4)=575244 mm^4
Tensione ammissibile:	**σ amm =237 MPa**

Momento flettente (MfA) = P × D3 = 4172×280 =1168160 Nmm

$\sigma A = (MfA \times 50/2)/ Ix = 101,5$ Mpa

Momento flettente (MfB) = P × (D1+D4) = 4172 ×344 =1435168 Nmm

$\sigma B = (MfB \times 50/2)/ Ix = 124,7$ Mpa

Momento torcente (MtB) = P × D5 = 4172 ×260= 1084720 Nmm

$\tau B = (MfB \times 50/2)/ Ip= 47$ Mpa

Tensione totale equivalente in B

$\sigma eB = RADQ(\sigma B^2+3 \times \tau B^2)= 149$ Mpa

Per la verifica deve valere:

$\sigma eB < \sigma$ amm = 237 MPa.

La condizione necessaria **$\sigma eB < \sigma$ amm =237 N/mm^2** viene soddisfatta.

Dobbiamo però verificare anche la saldatura coi valori trovati

SALDATURA

Come detto la forca è fissata alla boccola che la permette di ruotare, tramite una saldatura. Si è pensato di realizzarne una di testa che impegni quindi tutto lo spessore del tubo.

Essendo l’accoppiamento tra due superfici curve ne deriva un cordone di saldatura dalla doppia curvatura. Per semplicità si è assunto di proiettarla su un piano e considerare il cordone come una corona circolare.

Si pensa di realizzare una saldatura di testa come mostrato in figura.

La procedura di calcolo è presa dal testo di meccanica [1] (da bibliografia).

Sollecitazione di saldatura	**Tensione nominale nel cordone**
Momento flettente (**Mf)**	**σ'** = (Mf/ Ix) × de/2
Momento torcente (**Mt)**	**τ'** = Mt/ (2Au × a) per cordone chiuso

Con:

a = quota indicata per il dimensionamento

l = lunghezza del cordone

Au = area sottesa alla linea mediana del cordone = 3,1416/4 × dm^**2**

Nel caso di saldatura di testa il valore **a** coincide con lo spessore **s** del tubo. Sarà quindi **a = s.**

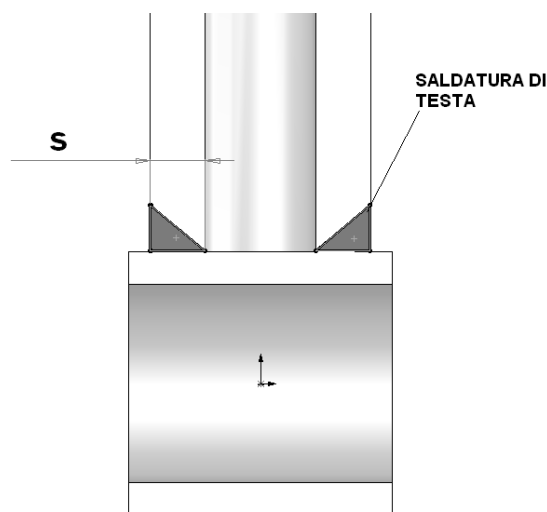



Figura 41- Saldatura di testa

Le tensioni vanno composte e confrontate con quella ammissibile:

σ'v = RADQ(σ'^2 + 1,8τ'^2)

σ'v < σ'amm

τ'v < τ'amm

dove le tensioni ammissibili vanno calcolate come:

σ'amm

= v × v2 × σ amm

τ'amm

Come **σ amm** abbiamo preso il valore di snervamento del materiale cioè 355MPa.

v = 1 per sollecitazione di trazione e compressione da momento flettente

v = 0,8 per sollecitazione di taglio da momento torcente

v2 = 0,8 per saldatura controllata

con i valori assunti risulta:

σ'amm = 1× 0,8 × 237 = 189 MPa

I valori utilizzati sono quelli massimi rilevati in B, in particolare:

Mf= MfB

Mt= MtB

Si nota immediatamente che la combinazione di diametri che soddisfa **σ'v < σ'amm** vale sempre per de=50mm e di=25mm.

Alla luce di questo risultato e di quello ricavato precedentemente si disegna la forca con le seguenti dimensioni: de =50mm, di=25mm.

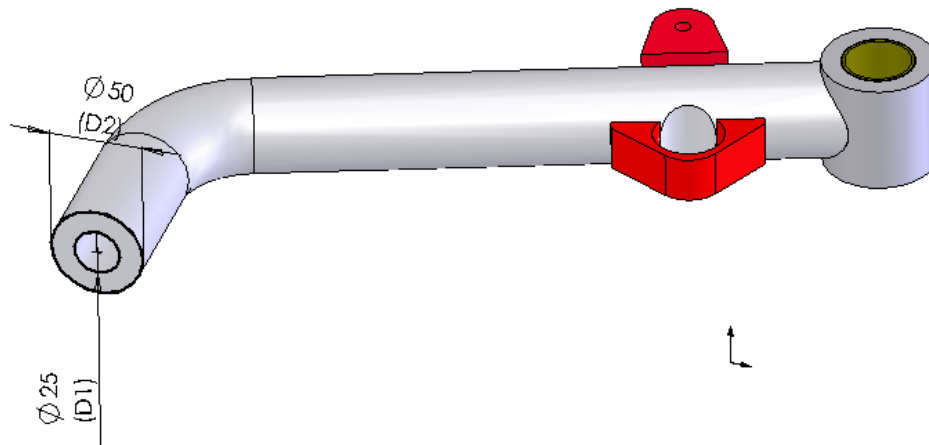



Figura 42- Forca mobile progettata

Per scrupolo è stata eseguita una ulteriore verifica anche con il calcolatore. E' stato realizzato un modello semplificato da implementare nel calcolatore.

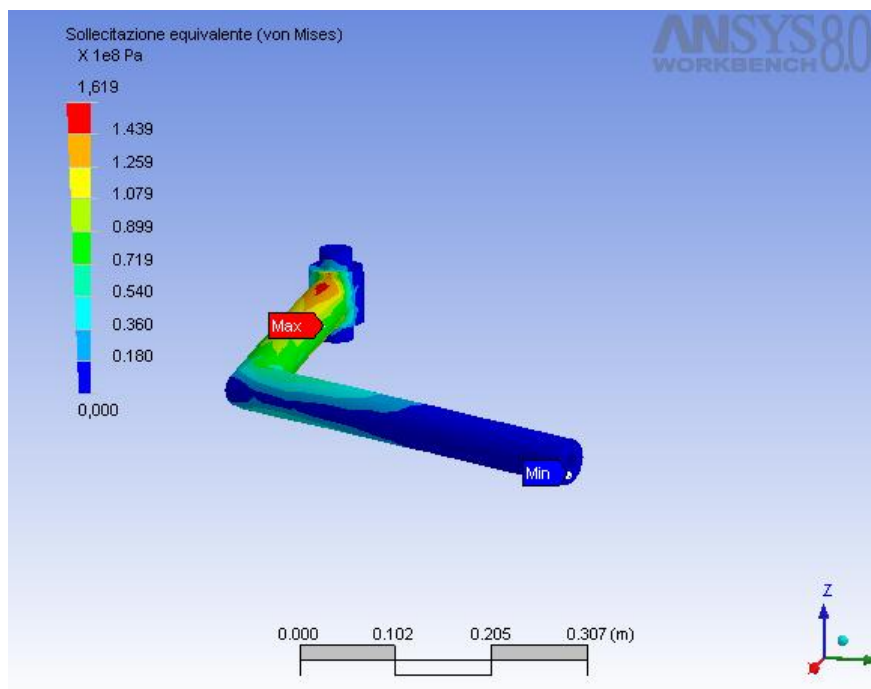



Figura 43-Analisi Fem della forca mobile progettata

I risultati ottenuti analiticamente e quelli calcolati dal simulatore sono vicini.

6.6 SFILI

Gli sfili sono costituiti da un tubo forato e da un tondino. In posizione di riposo il tondino viene fatto scorrere dentro il tubo il quale a sua volta viene riposto dentro i porta sfili della testa. I blocca sfili scongiurano l'eventualità che il meccanismo si smonti: uno è avvitato al porta sfili nella testa, l'altro nel primo sfilo.

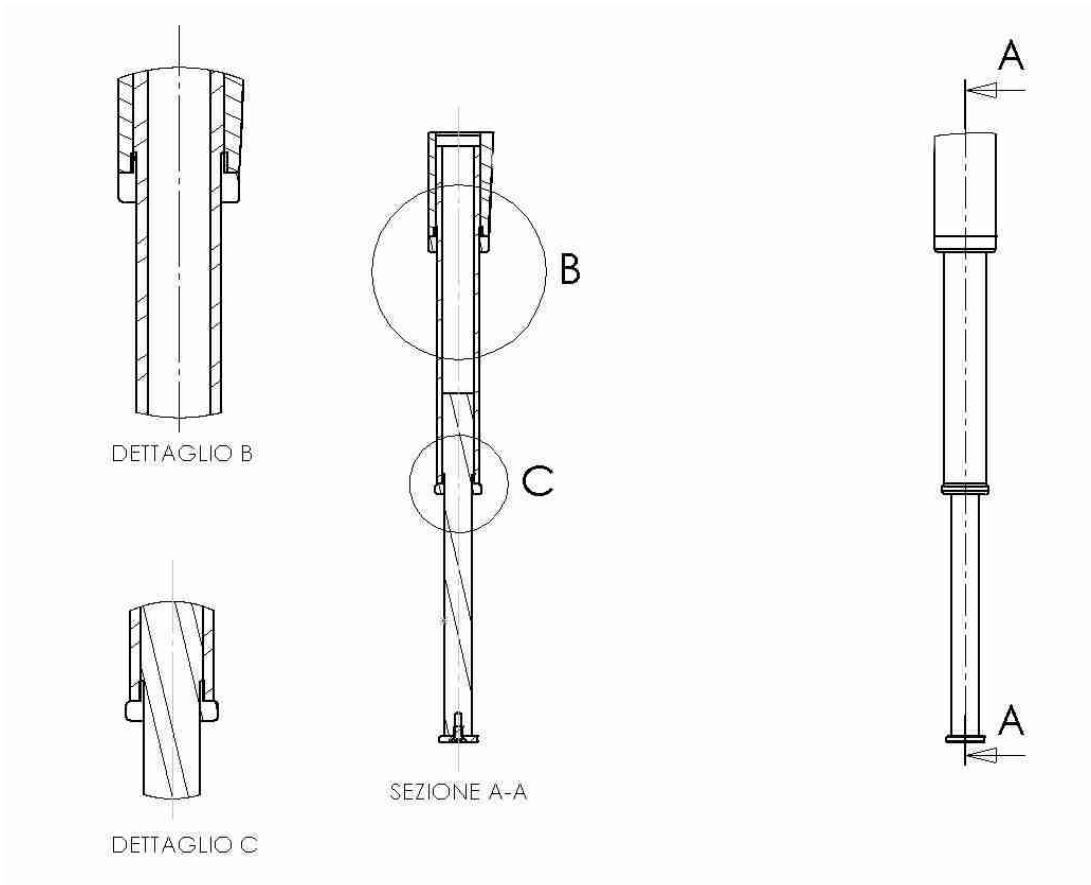



Figura 44- Sfili

Gli sfili sotto carico presentano delle deformazioni elastiche. Questo fatto, anche se non compromette le prestazioni, dà al cliente una sensazione di poca robustezza. Gli sfili progettati presentano una sezione resistente elevata per diminuire la freccia sotto carico massimo.

6.6.1 SFILO ESTERNO

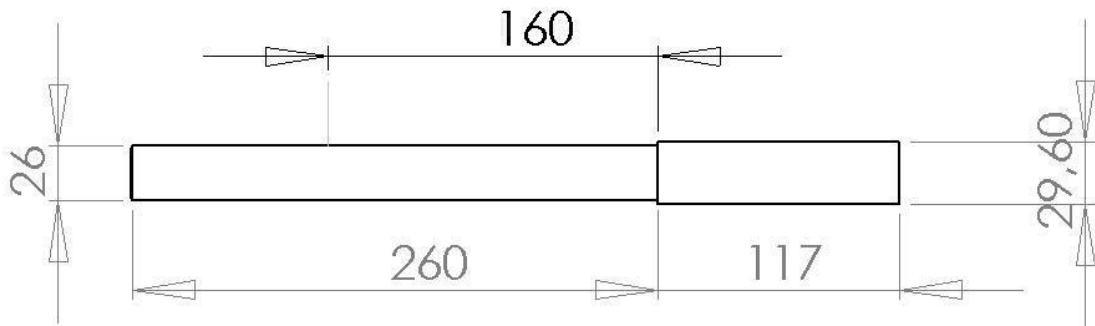



Figura 45- Sfilo esterno

Quando lo sfilo è completamente estratto l'estremità dista dal piano di mezzeria della macchina 895mm.

Facciamo qualche considerazione: la massima carreggiata trattabile è circa 2000 mm, la risultante del carico deve essere posizionata a 160mm dalla battuta; il tratto con diametro 30 è alloggiato dentro il foro ricavato nell'altro sfilo.

Viene caricato con P/4 perché ipotizziamo che il carico si divida equamente tra i due sfili e le due forche mobili.

C= 4172 N

Il momento flettente all'incastro vale

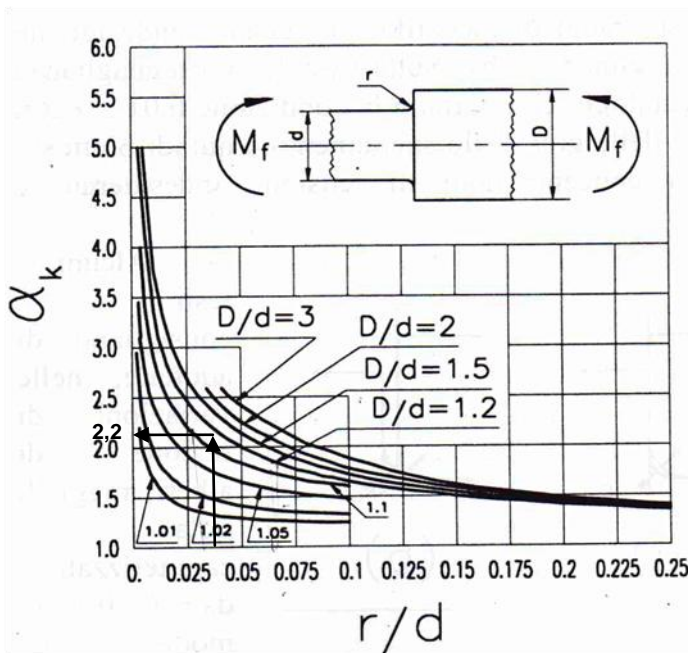
Mf= 4172* 160= 667520 Nmm

In corrispondenza della variazione di sezione si avrà una concentrazione di tensioni.

Per determinare il fattore di forma si ricorre a diagrammi che in funzione del rapporto D_1/d_1 e r/d_1 (r raggio di raccordo) forniscono α.

D/d1= 29.6/26= 1,14

r/d1= 1/26= 0,039

Risulta = α =2,2

σ = (Mf*α)/[(3,1416*d1^3)/32]= 658 Mpa

Questo valore moltiplicato per 1,5 (coefficiente di sicurezza) fornisce 987MPa per garantire questo limite disnervamento bisogna utilizzare un acciaio da bonifica.

Il C40 temprato e poi rinvenuto a circa 450°C ha lo snervamento a 1090MPa pur mantenendo una buona resilienza.

6.6.2 SFILO INTERNO

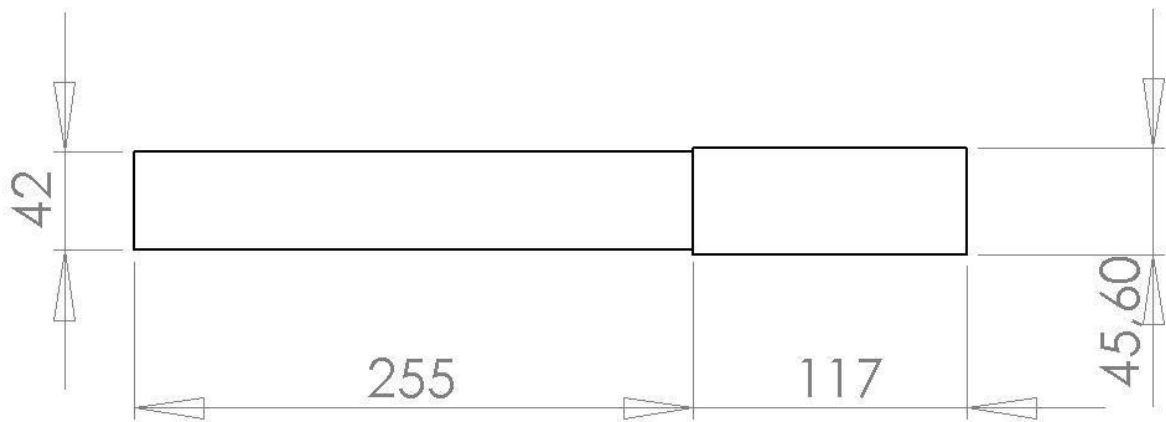



Figura 46-Sfilo interno

Il componente è caricato all’estremità dal carico C e da un momento di 667520Nmm.

Siano:

d_2 = 42mm

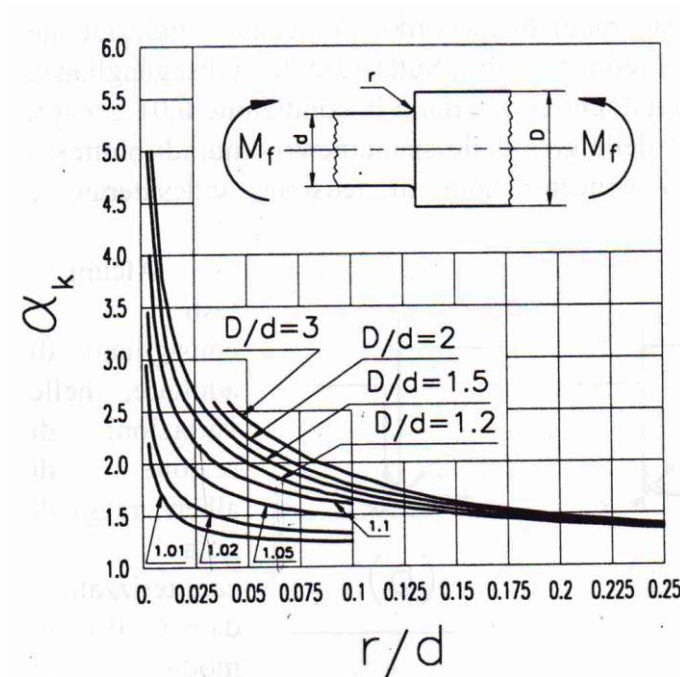
D_2 = 45,6 mm

D_2’= 29,6mm

r = 1mm

Calcoliamo i rapporti

D2/d2= 45,6/42= 1,09

r/d2= 1/42= 0,024

Dal grafico si ricava $\alpha_k = 2{,}2$

$$\sigma_{f,t} = \frac{M_f + C \times 255}{I} \times 21 \times \alpha_k = \frac{M_f + C \times 255}{\pi({d_2}^4 - {D_2}'^4)/_{64}} \times 21 \times \alpha_k = 719\text{MPa}$$

Che moltiplicato per 1,5 fornisce 1078MPa.

L'acciaio utilizzato sarà il C40 allo stato bonificato.

6.6.3 FRECCIA

Per completezza eseguiamo il calcolo della freccia nel punto estremo.

f sarà dato dalla somma di più abbassamenti:

Abbassamento del punto A dovuto al carico

Abbassamento dell'estremità dello sfilo esterno dovuto alla rotazione in A

Abbassamento del punto B dovuto al carico e la momento di trasporto

Abbassamento dell'estremità dello sfilo esterno dovuto alla rotazione in B

$$f = \frac{C \times 160^3}{3 \times E \times I_1} + \frac{C \times 160^2}{2 \times E \times I_1} \times 100 + \frac{C \times 255^3}{3 \times E \times I_2} + \frac{M_f \times 255^2}{2 \times E \times I_2} + \frac{C \times 255^2}{2 \times E \times I_2} \times 260 + \frac{M_f \times 255}{E \times I_2} \times 260$$

E = 210000MPa

$$I_1 = \frac{\pi d^4}{64} = 30171{,}8\text{mm}^4$$

$$I_2 = \frac{\pi \times (d_2{}^4 - D_2{}'^4)}{64} = 107411{,}78\text{mm}^4$$

Si ha FRECCIA= 0,8681+0,8138+0,9871+0,929+1,5097+1,8945= 7mm

7 mm risulta un valore più che accettabile per le deformazioni .

6.7 CALCOLI DEI LEVERAGGI

Il sollevamento delle vetture dal suolo avviene tramite i cilindri più volte citati nell’elaborato.
La movimentazione, invece ,deve presentarsi grazie al moto imposto alla monoruota motorizzata. Ovviamente se l’unico appoggio della macchina fosse su questa il moto sarebbe impossibile perché struttura colliderebbe col suolo danneggiandosi irrimediabilmente. Si sono quindi progettati due coppie di pattini.

I due pattini anteriori, collocati nel sistema di ancoraggio, hanno le ruote fisse, e sono quindi più soggetti ad usura, in tutte le fasi di spostamento della macchina dove la traiettoria non è rettilinea.
Gli altri due pattini sono collocati dietro le pedane e hanno le ruote libere di girare, grazie ad un apposito montaggio con cuscinetti. Era necessaria l’adozione di ruote folli per poter aiutare le rotazioni imposte dalla monoruota durante il moto.
I cilindri agiscono quindi sui pattini con una forza motrice e, per mezzo di appositi leveraggi, comportano il sollevamento delle vetture caricate da terra.

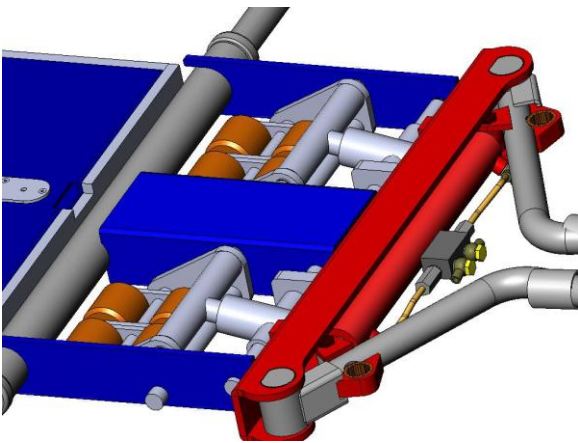



Figura 47-Pattini anteriori

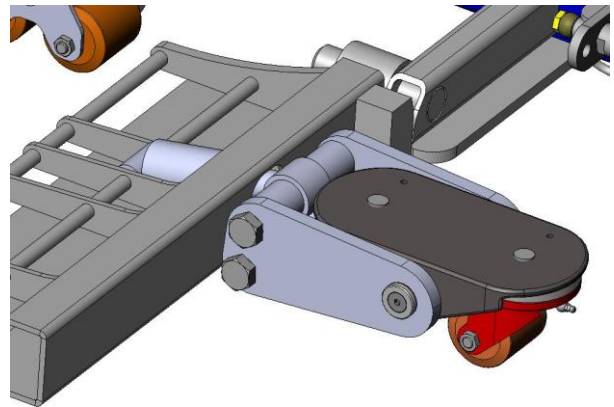



Figura 48- Pattini allocati dietro le pedane

Prima di poter effettuare i calcoli sui leveraggi è necessario valutare le forze motrici che i cilindri sono in grado di applicare sul sistema.

FORZE MOTRICI DEI CILINDRI DI SOLLEVAMENTO.

Si tratta di quattro cilindri a semplice effetto tuffanti, del tipo mostrato in figura (Figura 44) dove l'olio in pressione non agisce su un pistone ma direttamente sulla superficie dello stelo. Il rientro del pistone viene effettuato tramite una molla allocata all'interno del volume dell'attuatore stesso.

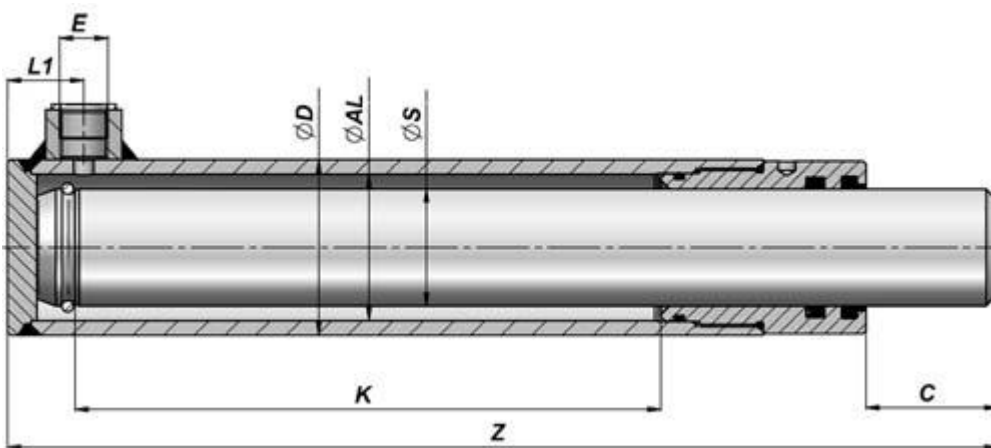



Figura 29- Cilindro a semplice effetto tuffante

Grandezze caratteristiche:

diametro esterno (de): 50mm

diametro interno (di): 40mm

diametro stelo (d): 30mm

pressione max(pMax): 230 bar=23000000 Pascal

Fm = pMax* superficie stelo =

Fm = forza motrice = 23000000*(15*15*π*10^-6)=16257 N

Tutti e quattro i cilindri non agiscono in direzione puramente assiale ma, al momento in cui inizia il sollevamento sono inclinati di un angolo di circa 8 gradi.

Siccome il coseno di 8 gradi da luogo ad una differenza del valore trascurabile si è deciso di non considerarlo nei calcoli.

LEVERAGGIO ANTERIORE

La leva consiste in una staffa incernierata ad un estremo posto fra la forza motrice e la reazione col suolo. È quindi una leva del primo tipo, nel nostro caso svantaggiosa.

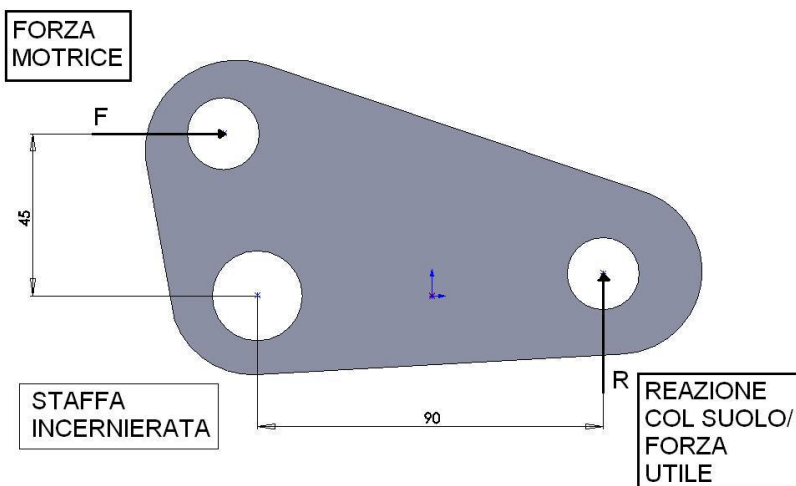



Figura 50- Leveraggio pattini anteriori

Si ottiene quindi una reazione col suolo, cioè l’effettiva forza che il sistema applica per permettere il sollevamento del veicolo caricato di:

R = (Fm *45)/90= 8128 N

Nella condizione più sfavorevole, all’inizio del sollevamento.

Il sistema riesce quindi a sviluppare una forza utile di 8128*2= 16257 N, più che sufficienti per sollevare ogni tipo di autovettura in commercio.

LEVERAGGIO POSTERIORE

La leva consiste in una staffa incernierata ad un estremo posto fra la forza motrice e la reazione col suolo. È quindi una leva del primo tipo, nel nostro caso svantaggiosa.

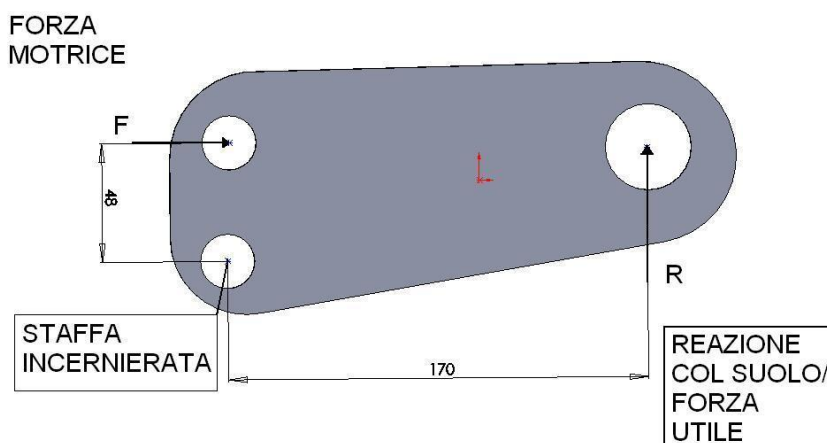



Figura 51- Leveraggio pattini allocati sulle pedane

Si ottiene quindi una reazione col suolo, cioè l'effettiva forza che il sistema applica per permettere il sollevamento del veicolo caricato di:

R = (Fm *48)/170 = 4590 N

Nella condizione più sfavorevole, all'inizio del sollevamento.

Il sistema riesce quindi a sviluppare una forza utile di 4590*2=9180 N. Questa forza può non essere sufficiente per un buon numero di veicoli in fase di sollevamento.

Nel nostro caso però non è preoccupante perché i due pattini fissati sulle pedane forniscono comunque un valido sostegno per reggere il carico, e la vera forza di sollevamento viene applicata dal cilindro posteriore che agisce sulla monoruota.

Il sollevamento uniforme viene poi garantito dalla resistenza e dalla rigidezza del telaio.

Il cilindro posteriore può sviluppare forze motrici elevatissime.

Grandezze caratteristiche:
diametro esterno (de): 92mm
diametro interno (di): 80mm
diametro stelo (d): 50mm
pressione max(pMax): 230 bar=23000000 Pascal

Fm = pMax* area libera del pistone=

Fm = forza motrice = 23000000*[(40*40*π*10^-6) - (25*25*π*10^-6)]= 70450N

Si deduce subito che è una forza motrice esagerata per i pesi che agiscono in questa macchina in fase di sollevamento, però le dimensioni sono necessarie per rendere possibile la costruzione dello stesso. Dimensioni minori renderebbero troppo esili lo stelo e le parti filettate quando poste sotto carico.

LEVERAGGIO PER SOLLEVAMENTO A RIPOSO

Lo spazio al suolo è una risorsa preziosa, all'interno di ogni azienda come in fase di operazioni sulla strada in spazi ristretti. Siccome l'ingombro della macchina in fase di esercizio è elevato si è ritenuto necessario, come visibile in Figura 34, sollevare dal suolo una parte della macchina, spostando l'ingombro in direzione verticale, meno problematico.
A questo fine si sollevano da terra le due pedane, libere di ruotare attorno ad un perno e dotate di un fermo meccanico durante l'esercizio, e la parte anteriore per mezzo degli appositi cilindri di chiusura, che applicano un'appropriata forza motrice sul leveraggio.
Grandezze caratteristiche dei cilindri di chiusura a doppio effetto:
diametro esterno (de): 42mm
diametro interno (di): 32mm
diametro pistone (d): 32mm
pressione max(pMax): 230 bar

La forza motrice che sono in grado di applicare:

Fm= 23000000*(16*16*π*10^-6)*0.98=18127 N

Siccome agiscono in coppia la forza complessiva disponibile sarà 18127*2=36255N.
I due cilindri sono inclinati di circa 12 gradi
Fm = 36255*cos12= 35462 N

Illustriamo adesso il calcolo per il leveraggio:

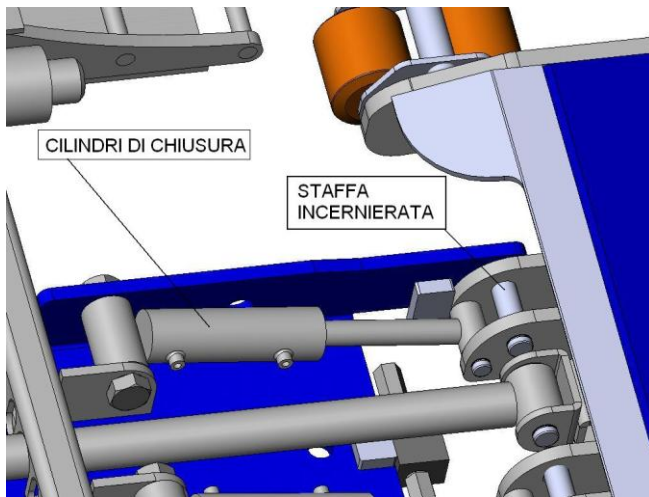



Figura 52- Illustrazione leveraggio per la chiusura

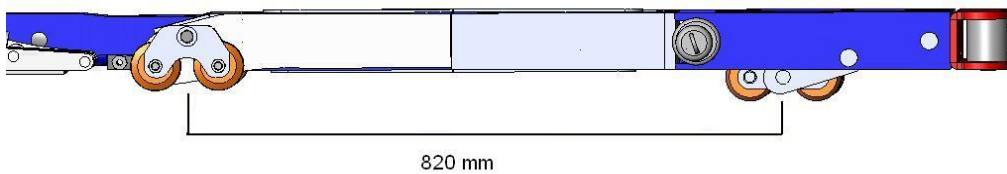



Figura 53- Misura della leva.

Il baricentro è stato quindi considerato in corrispondenza del centro del pattino, scelta non casuale ma effettuata da opportune considerazioni sui pesi del modello.

Si ottiene una forza utile per il sollevamento pari a:

R = (36255*30) / 820= 1326 N

Valore ritenuto più che idoneo per l'innalzamento di una struttura dal peso calcolato in 1200 N.

6.7.1 PERNI

I perni sono delle articolazioni cilindriche presenti sulla macchina. L’obiettivo è capire se i perni progettati soddisfano le condizioni di tenuta quando caricate dalle forze degli attuatori oleodinamici.

I perni si comportano come travi doppiamente appoggiate (ai due rami della forcella) e caricate in mezzeria dai martinetti.

Occorre quindi valutare la tensione flessionale massima che, come è logico, cade in mezzeria del perno.

In aggiunta occorre calcolare le tensioni taglianti nelle due sezioni del perno di passaggio. La distribuzione uniforme di pressione della zona centrale del perno produce un momento flettente al centro dello stesso minore di quello prodotto dalla distribuzione reale, ma tale contributo è in differenza rispetto al momento flettente dovuto alle pressioni agenti sulle zone laterali.

I perni da analizzare sono quelli su cui agiscono i martinetti di sollevamento date le forze applicate e le lunghezze degli stessi.

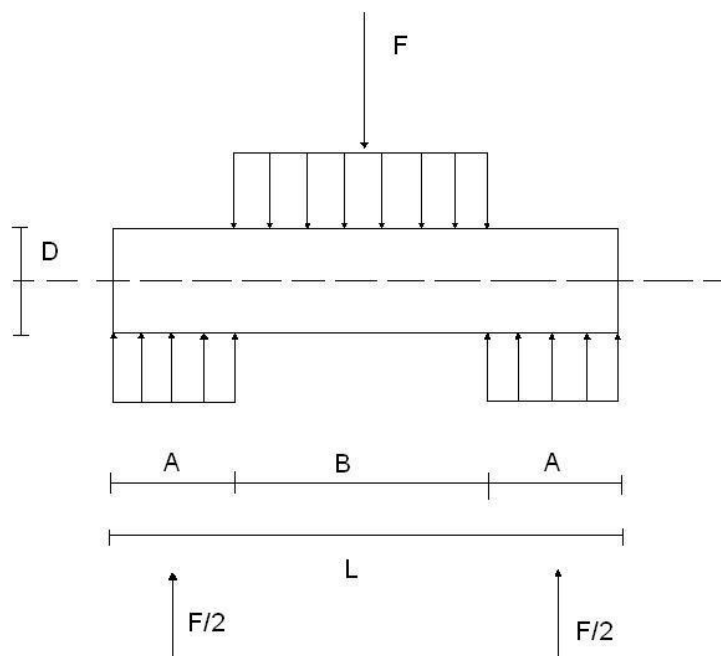



Figura 54- Schematizzazione dei carichi sui perni

Con queste approssimazioni il momento flettente cade in mezzeria e vale:

$Mf = (F*L)/8$

Il perno in esame è il più sollecitato e quello di dimensioni maggiori, le verifiche sugli altri perni sono superflue in questo soggette a tensioni minori.

A=15mm

B=140mm

L=170mm

D=40mm

F=16257 N

Il momento flettente risulta essere Mf = 345460 Nmm

$\sigma = Mf/ [(\pi*D^3)/32] = 55$ Mpa

Per le sollecitazioni da taglio:

$\tau = (4*F/2) / [(3\pi*D^2)/4] = 8{,}7$ Mpa

Si nota immediatamente che le sollecitazioni agenti sono di minima entità e dovute principalmente alla tensione flessionale.

6.8 PATTINI POSTERIORI E ANTERIORI

Sono le parti della macchina che consentono la movimentazione una volta sollevato il veicolo dal suolo

PATTINI POSTERIORI

I pattini rappresentavano il collegamento tra il telaio e le ruote di sostegno del carico. Si tratta di due ruote libere per parte, incernierate sul perno avvitato a telaio.

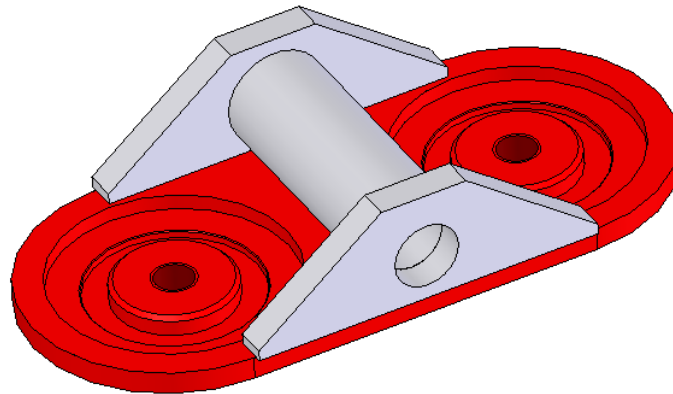



Figura 55 - Pattino in carpenteria metallica

Si trovano dietro alle due pedane

La base di partenza per la realizzazione in carpenteria, è una lamiera tagliata. Parallelamente occorre assemblare le parte che consente al perno del telaio di inserirsi. Questa realizzazione richiede un secondo trancio di lamiera che va forato e poi saldato al tubo. Per completare l'assieme occorre saldare le due parti. Infine sulla macchina utensile si esegue tutta la lavorazione necessaria per il montaggio delle ruote. Le superfici vanno ben rifinite per l'accoppiamento corretto dei cuscinetti.

Questo è un esempio di componente apparentemente semplice sul quale però diventa strategico studiare un processo di produzione più veloce.
L'idea è di passare alla realizzazione in ghisa. Vediamo subito i vantaggi. In primo luogo si nota che la forma è tozza e quindi si presta bene alla fusione.
Il pezzo è complesso da realizzare in carpenteria mentre è possibile costruirlo in un unico pezzo col processo fusorio. Si eliminano così le almeno quattro saldature da compiere e le relative maschere.
Le lavorazioni da effettuare alle macchine utensili si possono eseguire poi in una volta sola.
Il processo di fusione è quindi indicato per produrre il componente ad un costo inferiore.

La progettazione del modello in ghisa risente delle considerazioni fatte in precedenza a riguardo di raggi di raccordo, e spessori.

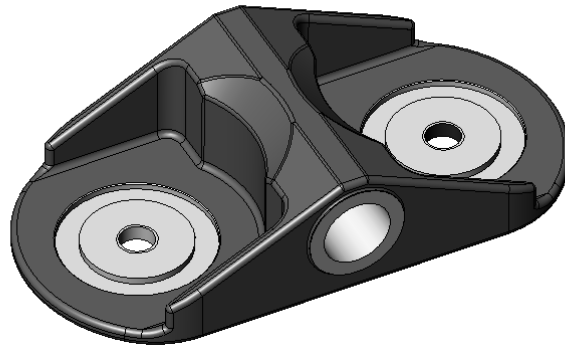



Figura 56- Pattino in ghisa

Si è poi eseguita una verifica agli elementi finiti per controllare il corretto dimensionamento del pezzo.

Le sollecitazioni massime al quale è sottoposto è data dal carico massimo applicato verticalmente sulla mezzeria. Le ruote libere quando sono divaricate, provocano due momenti flettenti dovuti all'eccentricità del loro asse di rotazione. Il pattino tende ad essere aperto.

I valori introdotti sono questi:

eccentricità ruota (**e**)= 30 mm

Carico massimo per ruota (**C**)= 16689/2 N

Momento dato da ogni ruota (**Mf**) = 16689/2 × 0,03 =250,33N*m

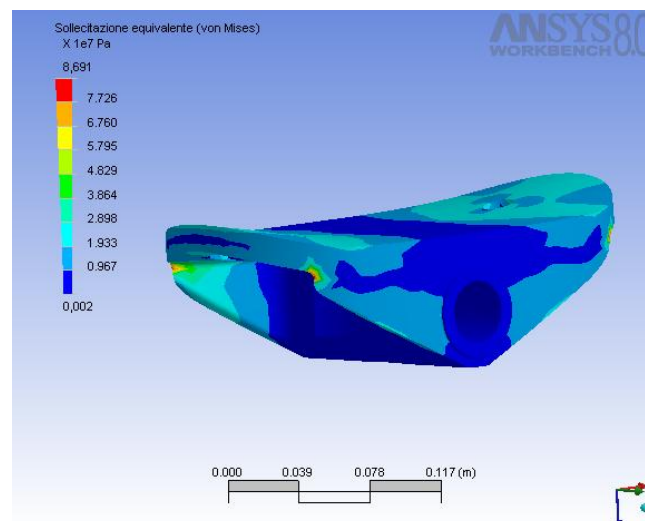



Figura 57-Analisi fem pattino in ghisa

Tensione Max rilevata = 87MPa

Il componente modellato secondo le nuove esigenze produttive è ampliamente verificato anche utilizzando per la costruzione la ghisa GS400 che presenta una tensione ammissibile σamm = 167 MPa.

PATTINO ANTERIORE

La base di partenza per la realizzazione in carpenteria sono quattro staffe forate, in mezzeria e agli estremi. Agli estremi vengono collocate le due coppie di ruote mentre in mezzeria colleghiamo il perno alle staffe esaminate in precedenza (Figura 45). Tutti i collegamenti devono essere smontabili per poter cambiare le ruote che, come detto, sono sottoposte ad usura in maniera maggiore.

Altra caratteristica fondamentale per entrambe le coppie di pattini in esame è la capacita di essere liberi di potersi adattare alla conformazione del suolo.
Questa caratteristica la si ottiene lasciando il sistema libero di poter ruotare rispetto alla mezzeria.

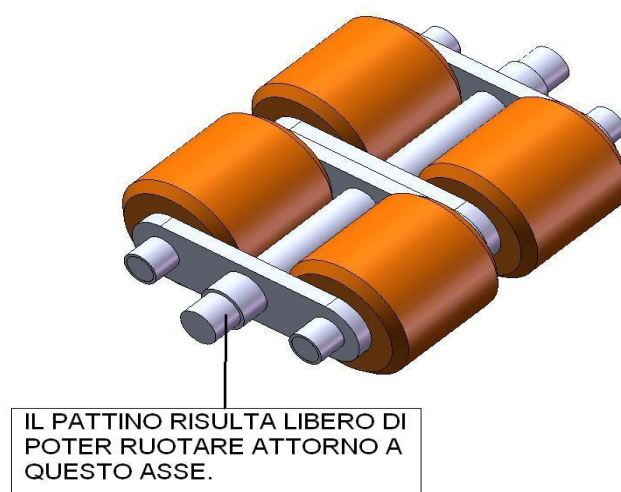



Figura 58- Pattino anteriore

Non è stata considerato necessario effettuare un’analisi agli elementi finiti perché è stato progettato con criteri di robustezza molto alti.

6.9 TELAI

Sono le parti che reggono tutto il peso della struttura e del carico

6.9.1 TELAIO POSTERIORE

Il telaio posteriore ha diversi compiti. Deve infatti portare tutta la parte idraulica di comando composta dal gruppo motore-serbatoio-pompa, dalle elettrovalvole e dalla centralina.

E’ predisposta per l’aggancio della pedana. Rappresenta il punto in comune tra il sollevatore vero e proprio e la motoruota che gli consente di muoversi.
Su di esso gravano gli sforzi derivati del peso proprio, da quello del veicolo sollevato e dalla coppia prodotta dalla motoruota in accelerazione.

La geometria che ne deriva è ancora una volta complessa.

Il primo prototipo è costruito sempre in carpenteria metallica con il problema degli alti costi di lavorazione.
Sono infatti molte le zone che vanno riprese per garantire gli accoppiamenti necessari.
A questo si unisce la complessità d’assemblaggio. Servono parti in lamiera e le boccole di fissaggio dei martinetti estensori.
Il tutto va quindi saldato, con la necessità di allestire delle maschere di saldatura.

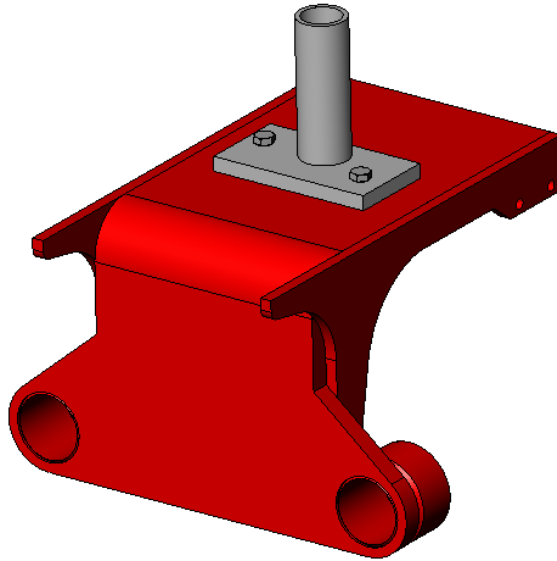



Figura 59- Telaio posteriore realizzato in carpenteria

Come già deciso per i componenti citati precedentemente, la soluzione migliore è di realizzare la parte in ghisa, per la precisione in due pezzi per facilitare le lavorazioni, come vedremo di seguito.

Dedichiamo qualche momento all'analisi delle sollecitazioni a cui è soggetto il telaio per poter progettare un modello coretto.

Occorre rintracciare le condizioni più gravose a cui è soggetto il telaio.

Consideriamo il momento in cui inizia il sollevamento: Il sollevatore tenderebbe a alzarsi posteriormente e il telaio posteriore potrebbe sentire un momento flettente sulle boccole che portano i martinetti di estensione. Il sollevamento di questa parte è però impedito dagli altri attuatori di sollevamento e il telaio in questo caso, a meno della deformazione degli steli stabilizzatori non si accorge di nulla.

Il caso opposto che può verificarsi è quando il veicolo è completamente sollevato con il baricentro che cade tra il pattino anteriore e la motoruota. A questo momento flettente si aggiunge la coppia che la motoruota sviluppa all'inizio del movimento. Sembra essere questa la condizione che sollecita di più il telaio anche se non preoccupante.

L' ipotesi di calcolo tengono dunque conto della valutazione fatta sopra. Si assume poi che il peso della batteria =1500N è applicato in asse col centro della boccola, e

che l’utilizzatore del peso 800N è in piedi sull’estremità della pedana, a 670mm dall’asse della motoruota. Le quote sono ricavate dal disegno.

Il momento trasmesso dalla motoruota è desunto dalle caratteristiche della stessa.

Potenza = 1200w a 2500rpm

Rapporto di trasmissione = 34,57

Raggio della ruota = 250mm = 0,250 m

Braccio della forza di trazione =320mm = 0,320 m

La coppia sul telaio è antioraria e vale:

Coppia motorota= 1200 / (2500×2*3,1416/60) = 4,6 N*m

Ceffettiva = 4,6 × 34,57 = 158,6 N*m =

Ftrazione = 158,6/0,250/2 = 1268 N

Mf = 1268 × 0,320 = 405,650 N*m

Il modello è stato quindi riprogettato per la produzione in ghisa.

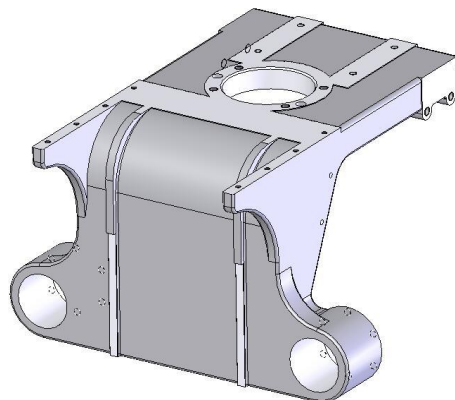



Figura 60- Telaio posteriore

Il modello è stato sottoposto alla simulazione dei carichi per verificarne i requisiti.

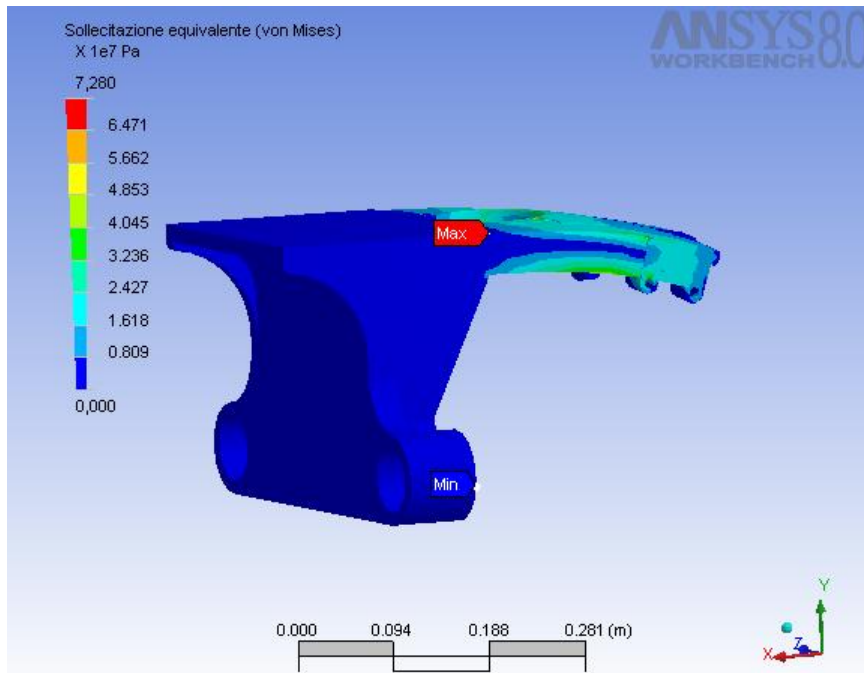



Figura 61- Analisi fem telaio posteriore

Tensione Max = 72 MPa

In base a questo risultato utlizziamo la ghisa GS 400 per cui vale una tensione ammissibile =166 MPa, quindi il modello è correttamente dimensionato.

Il modello così progettato risulta valido.

6.9.2 TELAIO

Questo è invece il telaio che si può scorgere più facilmente ed è quello che si occupa di sostenere il sollevatore vero e proprio. Come il resto è costruito in carpenteria. Si tratta di lamiera tagliata e piegata. Le boccole laterali nelle quali scorrono i martinetti di estensione e che lo collegano alla zona posteriore vengono saldate. Stesso procedimento per i fazzoletti che reggono i martinetti estensori. Ci sono poi altri piccoli particolari che vanno fissati nella stessa maniera.

Il resto del telaio è lavorato alle macchine utensili esclusivamente per la creazione di fori e filettature.

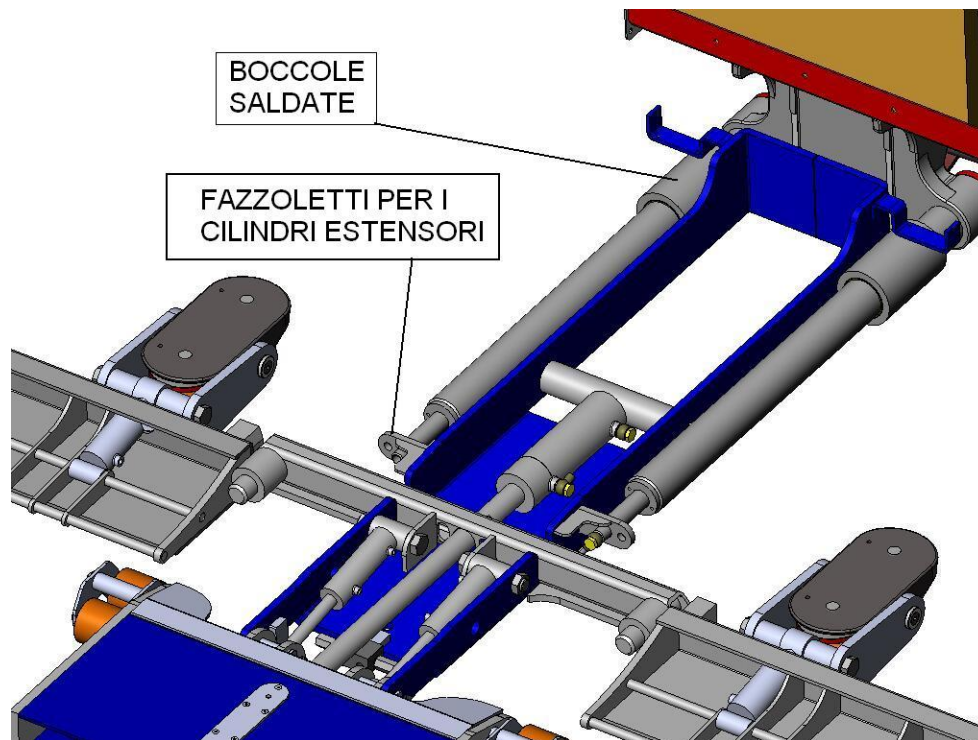



Figura 62-Telaio

Si osserva che si tratta di un corpo non tozzo e di qui si può intuire come la migliore tecnologia per realizzarlo sia proprio la carpenteria. Procedendo con la realizzazione in ghisa non si potrebbero ottenere in una unica fusione tutte le appendici di cui è dotato e sarebbe comunque necessario in seguito collegarli con difficoltà evidenti. Anche le lavorazioni necessarie ad esempio sui fazzoletti, nel caso già posizionati, sarebbero di difficile realizzazione.

La soluzione adottata nella prima progettazione risulta quindi già vincente. La realizzazione in carpenteria presente una finitura superficiale superiore e ciò conferisce alla macchina un aspetto migliore.

7 IMPIANTO OLEODINAMICO

L’oleodinamica è una branca della fluidodinamica che trova applicazione nell’ingegneria meccanica e si occupa dello studio della trasmissione di energia tramite i fluidi in pressione, in particolare l’olio idraulico.
Nella più comune applicazione oleodinamica, la portata d’olio generata da una pompa all’interno di un circuito oleodinamico, viene utilizzata per muovere un martinetto o un motore idraulico e seconda che l’effetto che si desidera ottenere sia un movimento assiale o rotatorio. Un classico attuatore lineare è il cilindro, costituito come più volte descritto, da una camicia, un pistone e uno stelo che crea il moto.
Per il moto rotatorio, basta notare le applicazioni su escavatori o agli argani per il sollevamento delle reti dei pescherecci, dove servono forze molto elevate.
L’Italia è fra i primi cinque produttori al mondo di componenti oleodinamici.

In un impianto oleodinamico di devono avere:

- un gruppo generatore dove avviene la trasformazione da energia meccanica ad energia idraulica;
- un gruppo di controllo di controllo in cui il fluido viene condizionato ad assumere determinati valori di pressione e portata e per distribuirlo ove necessario;
- un gruppo di utilizzo formato genericamente da attuatori di vario utilizzo e tipologia.

Per la macchina in esame si è fatto uso del software Autocad 2006 per lo sviluppo del circuito oleodinamico completo riportato di seguito.

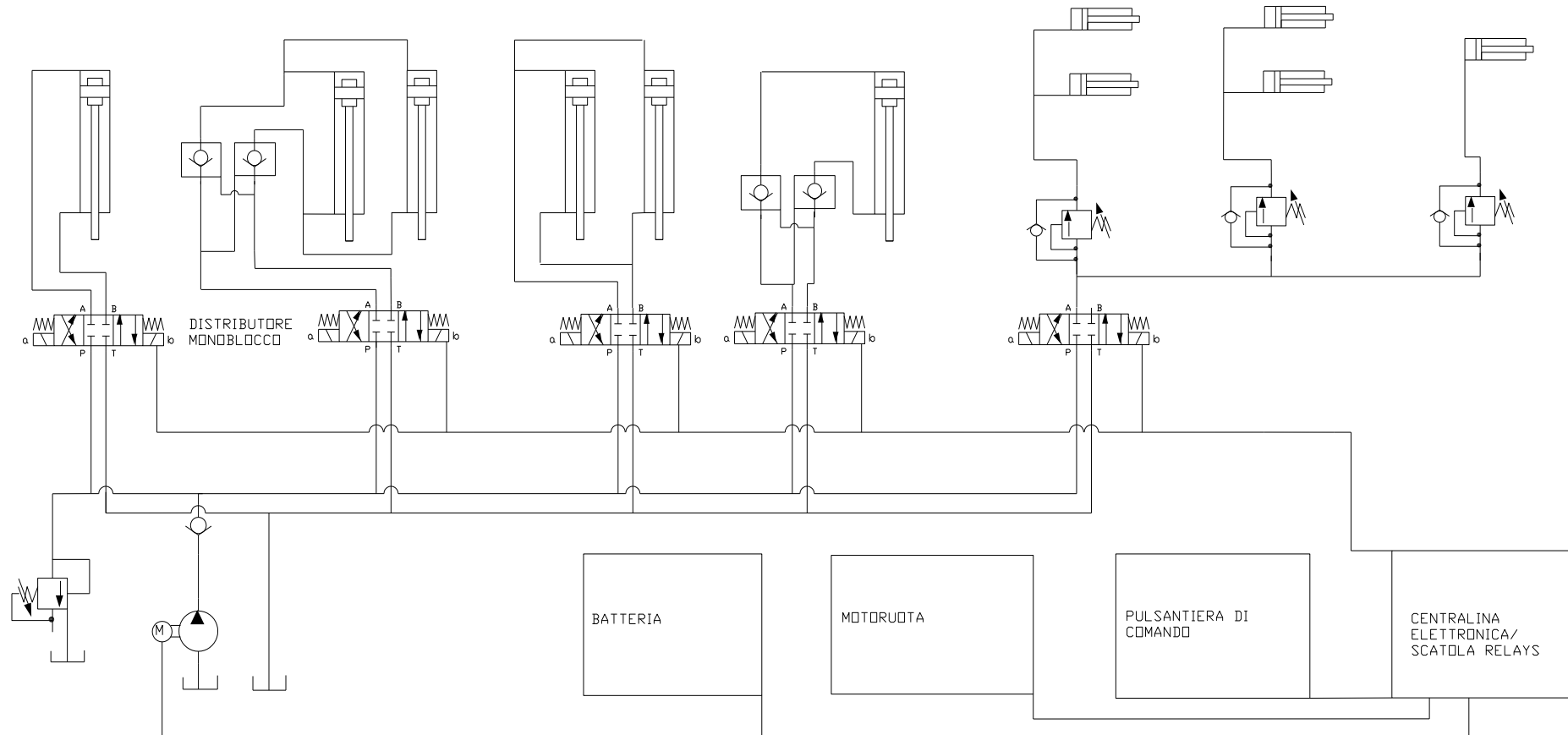
7.1 CIRCUITO OLEODINAMICO

Cilindro estensione pantografo

Cilindri di chiusura

Cilindri estensione telaio

Cilindro forca di ancoraggio

Cilindri di sollevamento

La batteria fornisce alimentazione di energia elettrica a 24 Volt al motore elettrico della pompa consentendone il funzionamento. Alimenta inoltre la monoruota di trazione, anch'essa posta in rotazione tramite un motore elettrico.

I comandi elettrici vengono inviati dall'operatore attraverso un'apposita pulsantiera posta sul timone di comando.
Tali comandi vengono quindi inviati ad una centralina elettronica che applica la sequenza logica delle operazioni in automatico anche se, come è lecito che sia, all'operatore è concesso intervenire in ogni momento in caso di malfunzionamenti e manovre particolari da effettuare.
Dalla centralina elettronica dipende anche l'azionamento del distributore monoblocco, da cui parte tutto il gruppo atto a portare olio idraulico agli attuatori oleodinamici.

La pompa utilizzata è una pompa volumetrica ad ingranaggi. Suo compito è consentire l'afflusso del fluido oleodinamico al distributore monoblocco e quindi a tutte le utenze necessarie per l'utilizzo della macchina in progetto.

La pompa è provvista di una valvola di non ritorno per impedire che, in situazioni anomale, il fluido oleodinamico ritorni verso la mandata, danneggiandola.
È stato previsto anche un sfogo di sicurezza che, sempre in casi anomali di funzionamento, assieme alla valvola di non ritorno, porta nuovamente l'olio all'interno del serbatoio.

Seguendo le norme dedicate alla sicurezza dell'operatore e delle eventuali persone in prossimità della macchina durante l'esercizio, è stato deciso di applicare anche delle valvole di blocco, la cui funzione è descritta in seguito.

Infine, per favorire un sollevamento uniforme ed omogeneo, sono state collocate sui cilindri dedicati delle valvole overcenter, anche queste illustrate in seguito.

Il distributore monoblocco è costituito da cinque elettrovalvole che alimentano gli attuatori nel seguente modo:

- una alimenta il cilindro a doppio effetto atto all'estensione e retrazione del pantografo
- una alimenta i cilindri a doppio effetto per la chiusura della macchina in fase di non esercizio
- una alimenta i cilindri a doppio effetto per l'estensione del telaio
- una alimenta il cilindro a doppio effetto della forca presente nell'ancoraggio anteriore
- una alimenta contemporaneamente i cinque cilindri a singolo effetto per il sollevamento del carico dal suolo.

7.1.1 ELETTROVALVOLE

L'elettrovalvola è una sorta di rubinetto che consente il passaggio del fluido idraulico attraverso il varco aperto dalla valvola stessa, per poi diramarsi nei condotti che si trovano a valle della stessa, poiché a monte si hanno le pressioni più elevate.

Il fatto che si chiami elettrovalvola è dovuto al fatto che l'attuatore dell'azionamento meccanico della valvola, solitamente un rinvio meccanico, viene sostituito da un attuatore comandato elettricamente, nel nostro caso un solenoide.

La più semplice valvola di questo tipo è costituita da un dispositivo meccanico di apertura e chiusura il quale viene attuato da un solenoide, come già affermato. Il solenoide, percorso da corrente, attira un nucleo ferroso in un canale interno, causando così lo spostamento meccanico del componente che impediva il passaggio del fluido e quindi l'apertura o la chiusura dell'elettrovalvola.

Non ci sono posizioni intermedie una volta azionato il solenoide. La valvola è completamente chiusa o completamente aperta. L'alimentazione è possibile sia in continua che in alternata.

Alcuni utilizzi particolare delle elettrovalvole si hanno nei motori ad iniezione elettronica dove, per tempi brevissimi, l'elettrovalvola consente l'afflusso di combustibile al motore stesso.

Figura 63- Distributore monoblocco con elettrovalvole

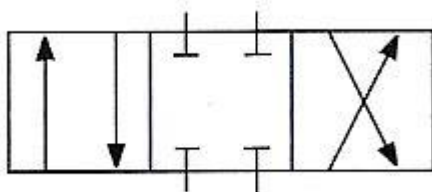



Figura 64- Simbolo circuitale di un distributore 4/3 a centro chiuso

Nella macchina progettata il corpo pompa con annesso il distributore monoblocco è collocato sul telaio posteriore e comporta l'ingombro maggiore in vista di una futura progettazione della carenatura della macchina.

7.1.2 VALVOLE DI BLOCCO

Un aspetto fondamentale ai fini dell’utilizzo della macchina in progetto, dal quale non ci si può sottrarre, è quello della sicurezza.
In base a questo aspetto sono stati analizzati tutti i punti di rischio presenti nella macchina e si è cercato di immaginare tutti i comportamenti impropri dell’operatore o delle persone vicine, per quanto improbabili essi siano.

A seguito di questa analisi, sulla macchina in fase di riposo e di esercizio, sono stati rilevati due grossi pericoli, che potrebbero danni ai soggetti in prossimità della macchina.

Il primo lo si rileva dopo banali considerazioni:
quando la macchina è a riposo o in fase di spostamento senza carichi applicati la parte anteriore è sollevata, e raggiunge un’altezza di circa 1300 mm dal piano del terreno.
Se per un guasto o una tranciatura del tubo dell’olio la tenuta dei cilindri atti al sollevamento anteriore venisse a mancare, l’intera struttura ricadrebbe e potrebbe, visto il peso elevato, colpire un eventuale soggetto posto di fronte, con gravi conseguenze.

La seconda situazione di pericolo la si rileva in fase di esercizio a veicolo caricato, sempre per anomalie di funzionamento o per rottura dei tubi che trasportano il fluido in pressione.

L’ancoraggio anteriore è garantito dagli sfili e dalla forca che comprimono la ruota tenendola in sede ma, se mancasse improvvisamente per i motivi citati la tenuta da parte della forca il veicolo ricadrebbe al suolo,anche se da altezza modesta, e potrebbe causare danni ai soggetti in prossimità.

Le valvole di blocco hanno appunto la funzione di evitare l'insorgere di queste problematiche.
Sono state collocate sul cilindro di chiusura delle forche e sui cilindri di sollevamento a riposo.

La loro funzione pratica consiste nel mantenere all'interno dell'attuatore oleodinamico il fluido in pressione già presente, impedendone la fuoriuscita.

In questo modo, anche in caso di rottura, la funzione degli attuatori e le forze applicate dagli stessi rimangono invariate, semplicemente non si possono più svolgere altre funzioni fino al momento dell'effettiva riparazione del guasto insorto.

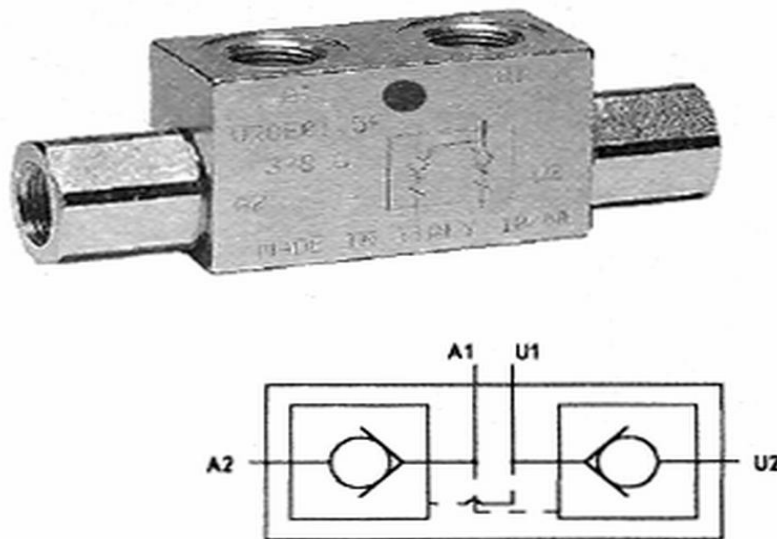



Figura 65- Valvola di blocco e relativa rappresentazione circuitale

Si nota come le due valvole di non ritorno impediscano la circuitazione dell'olio in senso inverso a quello di entrata nell'attuatore in caso di guasto al sistema.
Sono valvole molto resistenti, tarate solitamente per resistere a pressioni intorno ai 350 bar e quindi più che sufficienti a garantire una tenuta efficace per le forze in gioco nella macchina in esame.

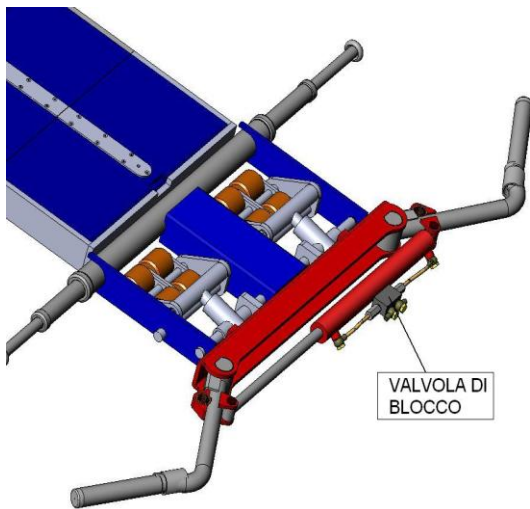



Figura 66- Valvola di blocco forca

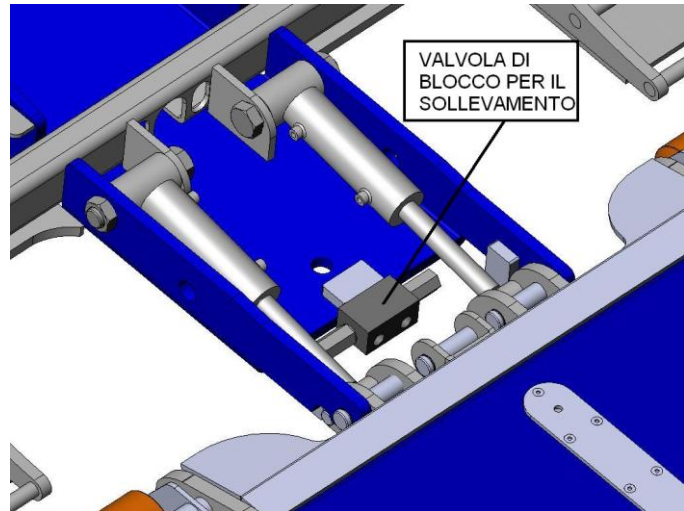



Figura 67- Valvola di blocco per il sollevamento a riposo

Si può notare dalla Figura 61 che la valvola di blocco non è stata connessa ai cilindri appositi. Questo perché è un montaggio delicato, da effettuare con tubi in ferro forati e opportunamente piegati.
È stato deciso di procedere allo sviluppo di tale sistema di collegamento solo dopo una costruzione del prototipo.

7.1.3 VALVOLE OVERCENTER

Una problematica riscontrata dall'analisi del sollevamento delle autovetture ha comportato la scelta di utilizzare questa particolare tipologia di valvole.

Come spiegato in precedenza, l'uso flessibile della macchina progettata comportava anche la possibilità di sollevare veicoli molto vicini a marciapiedi o con poco spazio per agire lateralmente.
Per effettuare comunque il sollevamento basta non avere un perfetto centraggio fra la vettura e la macchina.

In questo caso si presenta il problema in esame.

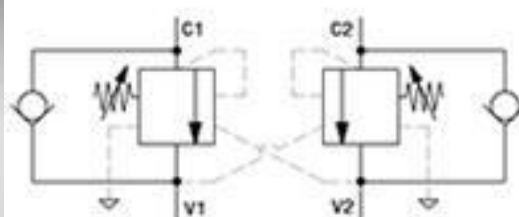
Per i principi che governano la fluidodinamica, un fluido tende sempre a muoversi dove sono presenti minori resistenze, cioè verso il cilindro più esterno. e questo comporterebbe pressioni diverse su ogni cilindro.

Se la vettura da sollevare e la macchina sono perfettamente centrate non c'è nessun problema, ma nella maggior parte dei casi non si verifica la condizione. Quindi le ruote non si troveranno alla stessa distanza dall'asse della macchina e si avranno sforzi per il sollevamento maggiori su un pattino che su quello opposto.

Questo comporterebbe un sollevamento non omogeneo o comunque degli sforzi sulle strutture rigide della macchina non desiderate. Il sollevamento desiderato di 5 cm è poco consistente e quindi forse si sopravvaluta il problema ma per evitarlo completamente si introducono le valvole overcenter.

Tali valvole rimediano appunto a questo difetto. Sono valvole simili a quelle riduttrici di pressione per struttura. Queste vengono però tarate tramite una molla ad una pressione ben precisa e, prima che questa pressione sia raggiunta, al fluido non è consentito il passaggio.

Nel nostro caso verranno tarate a circa 200 bar quindi, all'atto del sollevamento, a tutti e cinque i pistoni arriverà la stessa pressione garantendo un sollevamento omogeneo e molto più efficiente.

Figura 68- Valvole overcenter **Figura 69- Rappresentazione circuitale overcenter**

7.1.4 POMPA E TUBAZIONI

POMPA AD INGRANAGGI

La pompa utilizzata nell'impianto è del tipo volumetrico ad ingranaggi. Questo tipo di pompe funzionano trasportando volumi di fluido dall'aspirazione alla mandata. Tale movimentazione di fluido si divide in tre fasi.
In una prima fase l'aspirazione è separata dalla mandata, nella seconda il fluido è separato da entrambe ed infine viene esposto alla mandata con pressione aumentata.

Ci sono caratteristiche di tutte le pompe volumetriche in comune, sia tra quelle a pistone che rotative.
La portata è data dal valore della cilindrata della stessa moltiplicato per il numero di giri.

$Qt = Vc * n$

Dove 'n' rappresenta il numero di giri.
Nella macchina in progetto la portata della pompa è di circa 40 l/m , la pressione di mandata raggiunge il picco massimo di 250 bar e la depressione all'aspirazione risulta approssimativamente intorno agli 0,3 bar.

Ovviamente questo è un valore di portata teorico, che non tiene conto di eventuali perdite di fluido attraverso meati.

η= rendimento volumetrico = $(Qt – Qf)/ Qt$
Dove Qf è la portata di fuga.

Si presume che queste siano molto piccole e quindi trascurabili ai fini della progettazione. $Qf = Qt$.

Si controlla il fenomeno valutando il livello dell'olio all'interno del serbatoio e procedendo a nuovi riempimenti.

Le pompe volumetriche hanno un range di funzionamento molto più ampio di quelle dinamiche , realizzano pressioni molto elevate anche se lavorano basse portate di fluido.
Lavorano meglio con fluidi viscosi e hanno un rendimento molto stabile, indipendente dalle caratteristiche d'impianto, e si regolano meglio.
Le pompe volumetriche non soffrono del problema dell'adescamento e della cavitazione .

La pompa ad ingranaggi è molto comune ed usata in molteplici applicazioni.

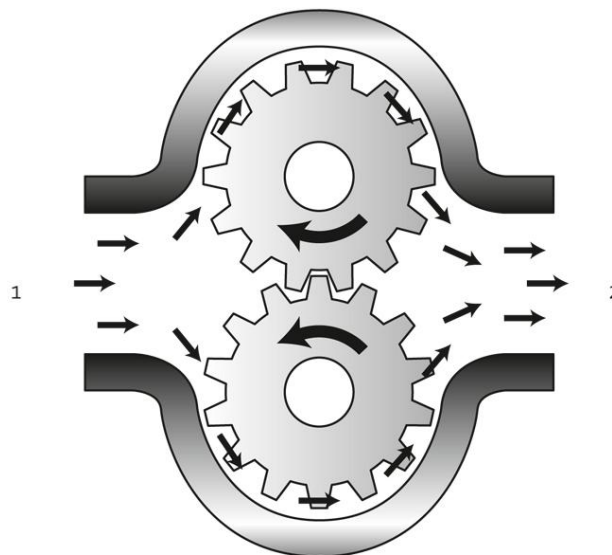



Figura 70- Pompa ad ingranaggi

È costituita da due ruote dentate che ingranano e, in analogia con altri tipi di pompe volumetriche, aspirano il fluido, ne aumentano la pressione e lo espongono infine all'ambiente di mandata.

L'ideale per la creazione di tali pompe sarebbe utilizzare ruote con minimo numero di denti e denti molto lunghi. Si presentano però problemi di ingranamento ed elevata rumorosità; si sceglie generalmente una soluzione intermedia.

Una realizzazione estrema è quella della pompa a lobi dove si hanno due soli denti che ingranano. Si utilizzano quando non devo sporcare il fluido di lavoro con il lubrificante, specialmente nell'industria alimentare.

Figura 71- Pompa a lobi.

Ci sono problematiche comuni però a tutte le pompe volumetriche, siccome aspirazione e mandata sono separate la portata sarà sempre frazionata e quindi pulsante.

Avere una portata pulsante implica a sua volta velocità pulsante, le masse di fluido in movimento hanno masse non trascurabili e, venendo sottoposte a continue accelerazioni e decelerazioni, comportano vibrazioni e colpi d'ariete. Per eliminare il problema di introducono in condotta delle casse d'aria.
Sono dei contenitori separati in due parti per mezzo di una membrana. Una parte collegata alla condotta, che può essere allagata, l'altra parte contiene l'areiforme.

Siccome l'areiforme è comprimibile, quando una parte è allagata si aumenta la pressione e quindi, grazie alla membrana deformabile, si ha più volume disponibile all'espansione della portata di fluido.
La presenza di tali serbatoi consente di smorzare le vibrazioni.

Nella macchina in progetto non è stato inizialmente previsto l'utilizzo di una cassa d'aria, perché le masse di fluido in movimento non sono eccessive. Tuttavia l'introduzione di un piccolo serbatoio servirebbe a ridurre le sollecitazioni, causate dai colpi d'ariete, sui pressostati, e a smorzare le vibrazioni.

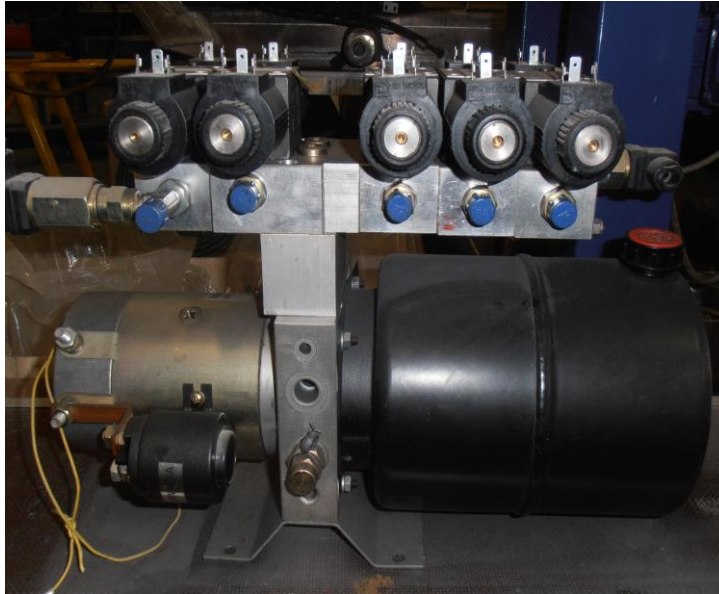



Figura 72- Pompa utilizzata nella macchina in progetto.

Dall'immagine si evidenziano immediatamente a sinistra il motorino elettrico, centralmente la pompa ad ingranaggi connessa al distributore monoblocco ed infine il serbatoio del fluido idraulico a destra.

TUBAZIONI

Il fluido oleodinamico viene trasportato dal corpo pompa ai vari attuatori lineari tramite apposite tubazioni che devono reggere le pressioni applicate al fluido stesso.

Per i valori di pressione raggiunti nell'impianto progettato si è scelto di utilizzare tubazioni EN 853 1SN - SAE 100 R1 AT.

Caratteristiche tecniche:
sottostrato: gomma sintetica oleoresistente

rinforzo: Una treccia d’acciaio ad elevata resistenza

copertura: gomma sintetica ad elevata resistenza ad abrasione, ozono, aria ed invecchiamento.

temperatura di esercizio: - 40° +100° con picchi di +125°

diametro interno: 4,8 mm

diametro esterno: 11,5 mm

pressione di esercizio: 250 bar

pressione di scoppio: 1000 bar

In fase di progetto è stato necessario unire alla parte di sviluppo meccanico anche lo studio riguardante la collocazione delle tubazioni necessarie.
Questo perché, visti gli spazi ridotti a disposizione, caratteristica della macchina, era possibile che gli ingombri necessari a tali tubi comportassero problemi per il collocamento dei componenti strutturali.

A valle del pantografo gli spazi disponibili sono abbondanti e non comportano problematiche.
Più complessa è stata la decisione sul come fornire fluido oleodinamico al sistema di sollevamento e ancoraggio anteriore.
Sono necessari tre tubi che portino olio ai due cilindri di sollevamento e al cilindro per la chiusura delle forche.

Tali tubi devono anche essere estensibili perché devono coprire l’interasse tra le coppie di ruote dei veicoli caricati.

Si è quindi deciso di collocarli lungo la struttura pantografica, fissandoli con appositi fasce rigide. In questo modo la tubazione può raggiungere estensioni superiori ai tre metri, lunghezza più che soddisfacente e ricavata dallo studio di un prototipo in cartone delle stesse dimensioni del pantografo chiuso.

L’olio idraulico è un componente fondamentale che interagisce con tutti i componenti del circuito. Il ruolo principale è quello di trasportare energia dal generatore all’utilizzatore, anche se non va dimenticata la funzione di lubrificante e di asportatore di calore, che evita l’usura e l’istallazione di sistemi di raffreddamento appositi.

Sul mercato esistono diversi tipi di fluidi di lavoro che vengono scelti seguendo delle caratteristiche: viscosità, capacità lubrificante, resistenza all’invecchiamento, elevato punto di fiamma, bassa nocività.

Il principale svantaggio di questi tipi di fluidi è il costo molto elevato e la difficoltà di gestione rispetto a quelli usati in pneumatica.

Sono infatti fluidi molto inquinanti in caso di trafilamento o di errato smaltimento; si stanno sviluppando infatti sistemi oleodinamico basati su fluidi diversi, come acqua con opportuni additivi o oli speciali.

Inoltre l'ossidazione dell'olio ad opera dell'aria in seguito a riscaldamento, sbattimenti, presenza di elementi metallici che fungono da catalizzatori, altera le caratteristiche chimiche e di viscosità del fluido. Vengono perciò aggiunti additivi chimici.

7.2 CENTRALINA ELETTRONICA

La centralina elettronica è quella parte fondamentale della macchina che si occupa di inviare i comandi elettrici e di implementare la sequenza logica per gli azionamenti della macchina.
È composta essenzialmente da due parti principali.

- Centralina di comando:

riceve in ingresso i segnali inviati dall'operatore tramite il timone di comando per eseguire le operazioni necessarie; riceve ed analizza anche i segnali dei pressostati e dei fine corsa applicati sugli attuatori oleodinamici. Elabora tutti i dati grazie ad un processore.

-Centralina di potenza:

riceve in ingresso i segnali dalla centralina di comando e risponde inviando segnali modificati in termini di voltaggio ed amperaggio, e quindi di potenza elettrica , alle elettrovalvole, al motorino elettrico della pompa e alla monoruota motorizzata.
L'energia primaria è fornita dalla batteria.

Figura 73- Batteria

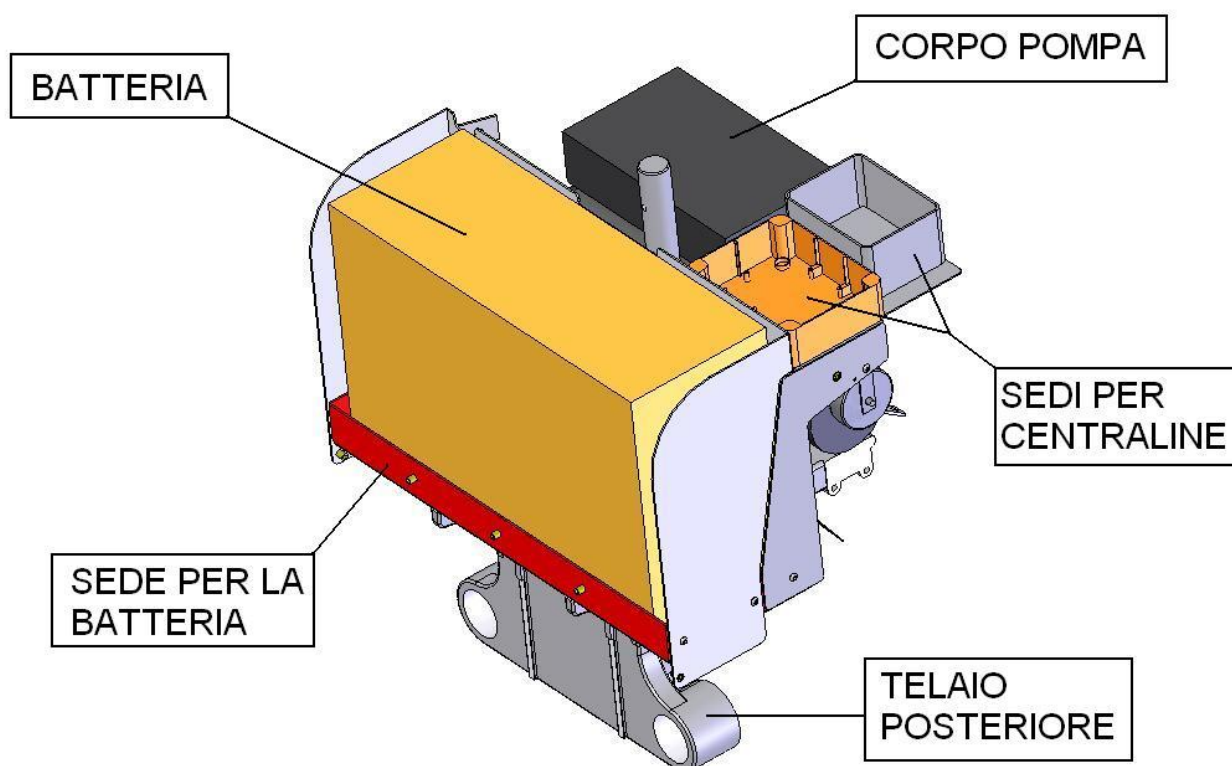



Figura 74- Complessivo per l'alimentazione e il controllo

8 CONCLUSIONI

Tutto il lavoro ha portato alla realizzazione del progetto di un innovativo sollevatore per autoveicoli, pronto per la realizzazione pratica di un prototipo ed eventualmente alla successiva industrializzazione.
L'ancoraggio del veicolo avviene fra le pedane e il sistema di forche anteriori, gli appositi attuatori oleodinamici forniscono la forza necessaria al sollevamento e la motoruota posteriore pone in movimento l'intero sistema a vettura caricata.
Sono state risolte tutte le problematiche che si presentavano nel prototipo di partenza, Le sollecitazioni agenti sulle parti della macchina non superano mai quelle di soglia ammissibili per il materiale usato, e le deformazioni flessionali che si presentavano inizialmente nella struttura a pantografo non sono più preoccupanti.

La macchina ora risponde a tutti i requisiti per il sollevamento veicoli che ci eravamo proposti di soddisfare in partenza, di seguito riportati:

- Mezzi molto bassi rispetto al suolo ; l'altezza complessiva della macchina risulta di 11 cm.
- Mezzi molto vicini al marciapiede, quindi con poco spazio laterale.
- Mezzi molto diversi fra loro, da piccole vetture a camioncini.
- Mezzi fermi con tutte e quattro le ruote bloccate, cioè a trazione integrale (comunemente chiamate 4 x 4).
- Mezzi fortemente incidentati .
- Mezzi con ruote sterzate in fase di rimozione.

Sono stati scelti e correttamente dimensionati tutti gli attuatori oleodinamici necessari così come tutti i componenti che forniscono l'alimentazione della macchina in esame.
I materiali da utilizzare nella costruzione e i processi costruttivi sono definiti su ogni singola parte componente l'assieme.
In fase di sollevamento la macchina permette di non danneggiare la struttura della vettura stessa, come paraurti e carrozzeria.

Rimane da analizzare una problematica riguardante il ribaltamento della vettura a seguito di manovre rapide e brusche. Tale rischio è dovuto al ridotto appoggio che la monoruota fornisce con il suolo e alla capacità di sterzo molto elevata (la monoruota può girare fino a 90°).

Le modifiche da apportare per l’eliminazione di questo eventuale difetto sono:

- la realizzazione di una centralina apposita che regoli la velocità della monoruota a seconda della rotazione della stessa, facendo in modo di ridurla per angoli di sterzata elevati.
- Allargare la base di appoggio posteriore della macchina inserendo delle ruote libere coassiali alla monoruota di trazione. In tal modo anche a velocità moderatamente elevate ed effettuando manovre strette non si rischia di ribaltare la struttura.

RINGRAZIAMENTI

Al termine di questo lavoro va ampliamente ringraziato Stefano Pagliarani, ideatore del sollevatore, che mi ha seguito, prima durante il tirocinio e poi per la stesura di questa tesi. Sono sempre stati preziosi gli scambi di idee. Durante questo periodo si è instaurato un bel rapporto di amicizia.
Un altrettanto importante ringraziamento al professor Marco Troncossi che ha accettato l’incarico di relatore.
Un grazie alla mia famiglia che mi ha permesso di continuare gli studi e agli amici che mi hanno sempre supportato.
Ho potuto acquisire un bagaglio ampio di informazioni sulla progettazione di una macchina, e sulle normative da soddisfare per poterne effettuare anche una realizzazione atta alla vendita. La concretezza del lavoro mi ha permesso di avvicinarmi molto alla realtà lavorativa.

Reputo importantissima questa esperienza per la mia formazione professionale e sono soddisfatto delle nozioni apprese e dei rapporti umani nati con addetti ai lavori.

9 BIBLIOGRAFIA

[1] Dario Croccolo, Nicolò Vincenzi, anno 2011, Lezioni di Fondamenti e Tecnica della Progettazione Meccanica, Bologna, Esculapio (Progetto Leonardo).

[2] Bonollo F. , anno 2007, Le ghise: metallurgia, processi produttivi, tipologie.

[3] Luigi Baldassini, Vademecum per disegnatori e tecnici, Milano , Hoepli.

[4] Contarini Leopoldo Srl, anno 2007, Catalogo Contarini.

[5] Vinilgomma Srl, Tubi Tecnici Industriali.
http://www.vinilgomma.it/index.php?page=shop.product_details&flypage=flypage_lite_pdf.tpl&product_id=1&category_id=2&option=com_virtuemart&Itemid=37&lang=it&vmcchk=1&Itemid=37

APPENDICE A

PARAMETRI CHE INFLUENZANO LE CARATTERISTICHE DELLE GHISE

Forma e distribuzione della grafite sono legate ai meccanismi di nucleazione e accrescimento.
Alta velocità di raffreddamento implica una maggiore frequenza di nucleazione e quindi lamelle di dimensioni inferiori; se dT/dt aumenta la nucleazione della grafite non parte mai e si hanno come detto le ghise bianche.
Un altro aspetto riguardante il liquido: può essere ipoeutettoide, eutettoide o ipereutettoide.
Introduciamo la definizione di **carbonio equivalente**
CE = %C + %Si/3
Quando CE è 4,3% la lega è eutettoide, ghise con uguale CE possono esser ottenute a partire da diversi tenori di C e Si. Alti valori di CE favoriscono la formazione di grafite.
Confrontando il carbonio equivalente con la concentrazione in massa di carbonio all'eutettico che ricordiamo è 4,30% possiamo avere tre possibili casi:
CE ≈ C eutettico → il metallo è allo stato liquido fino a basse temperature. La solidificazione si ha in un piccolo range di sottoraffreddamento con caratteristiche del getto uniformi.
CE > C eutettico → grafite che galleggia e precipita alla solidificazione.
CE < C eutettico → formazione di ghisa bianca.
Siccome il silicio influenza il diagramma di stato vengono forniti i diagrammi di stato per diverse concentrazioni.

INOCULAZIONE

La nucleazione della grafite è favorita da alcuni metalli. L'inoculazione di questi metalli serve per formare grafite quando si hanno getti di piccolo spessore o elevati sottoraffreddamenti. Sono usate leghe di ferro-silicio + calcio + alluminio che formano nuclei eterogenei per la nucleazione della grafite.

TIPI DI GRAFITE

La grafite può accrescere in diversi modi. Se la grafite accresce lungo il piano prismatico otterremo grafite a morfologia lamellare. Viceversa se l'accrescimento è lungo il piano basale otterremo grafite a morfologia sferoidale.

Di seguito elenchiamo i vari tipi.

Grafite di Tipo A

Lamelle sottili distribuite uniformemente. Assenza di orientazioni preferenziali. Composizione prossima all'eutettico e condizioni di solidificazione normali.

Grafite di Tipo B

Lamelle raggruppate in rosette. Assenza di orientazioni preferenziali. Raffreddamento rapido; è associata alla presenza di ferrite.

Grafite di Tipo C

Lamelle grossolane di grafite flottata miste a lamelle fini di grafite eutettica. Assenza di orientazioni preferenziali.

Grafite di Tipo D

Lamelle molto fini, interdendritiche. Assenza di orientazioni preferenziali. Raffreddamento rapido. Associata a zone con cementite o ferrite.

Grafite di Tipo E

Lamelle con orientamento preferenziale, nelle zone interdendritiche. Sono ghise fortemente ipoeutettiche.

Grafite di Tipo F

Lamelle tozze con estremità arrotondate. Ottenute a basso tenore di zolfo.

Grafite Sferoidale

Noduli a contorno circolare.

Grafite Sferoidale + Vermiculare

Noduli a contorno regolare dispersi tra forme degenerate di grafite. Ghisa con caratteristiche intermedie tra la ghisa sferoidale e la ghisa grigia.

Ghisa Malleabile

Grafite in matrice ferritica. Ghisa a cuore nero.

SFEROIDIZZAZIONE

La ghisa a grafite sferoidale (UNI ISO 1083) mantiene le caratteristiche tecnologiche della ghisa grigia per getti, quali ottima colabilità e buona lavorabilità alle macchine utensili, ma migliorano sensibilmente quelle meccaniche. E' caratterizzata da:

Buona resistenza a trazione Rm= 350÷900 MPa

Discreto allungamento A= 2÷22%

Media durezza HB= 150÷350

In queste ghise il carbonio si trova prevalentemente allo stato di grafite a forma di sferule (struttura sferoidale). L'agglomerazione del carbonio in sferule è determinata aggiungendo nella siviera, al momento della colata, delle leghe Fe-Si che favoriscono la formazione di grafite e Ni-Mg che provocano la disposizione sferoidale. In questo caso le discontinuità della matrice metallica risultano più concentrate e non influiscono negativamente sulle proprietà meccaniche. La matrice può essere ferritica (ghise meno resistenti) o perlitica(ghisa più resistente, ma più fragile).

Nella produzione della ghisa sferoidale si deve porre attenzione allo zolfo. Lo zolfo può essere presente nella ghisa in tenori che vanno fino allo 0.25%, anche se nella maggioranza dei casi si aggira tra lo 0.06% e lo 0.12%; ha un effetto contrario al silicio perché favorisce la stabilità della cementite e della struttura perlitica. La desolforazione, se necessaria, deve essere eseguita nell'altoforno con agenti desolforanti quali:
Soda caustica
Ceneri di soda
Calcare calcinato
Carburo di calcio

Il trattamento di sferoidizzazione segue la fusione o, quando è praticata, la desolforazione. Anche se esiste un lungo elenco di elementi capaci di sferoidizzare la grafite, solo il magnesio è comunemente usato per tale scopo.
I processi di sferoidizzazione tradizionalmente impiegati sono basati su procedure atte a portare alla dissoluzione nella ghisa piccole quantità di magnesio. Tale operazione è resa difficile sia dalla scarsa solubilità di questo elemento nel ferro liquido sia dall'elevata tensione di vapore che il magnesio possiede alla temperature di trattamento (1450-1500°C).
L'importanza del buon andamento del trattamento di sferoidizzazione risiede nell'enorme influenza che la forma della grafite ha sulle caratteristiche meccaniche del getto: ciò giustifica la cura impiegata nel mantenere sotto controllo tale processo.
Il contenuto minimo di Mg residuo necessario per sferoidizzare la grafite può essere pari allo 0.02% se è l'unico elemento sferoidizzante impiegato, mentre l'aggiunta di cerio, altre terre rare, o calcio, riduce il livello minimo di magnesio fino allo 0.01%.
Contenuti in magnesio troppo elevati sono deleteri, poiché provocano la presenza di carburi ed aumentano la tendenza al ritiro. Il contenuto di Mg cui puntare è circa dello 0.015%, quindi di poco superiore al minimo richiesto.

Per il trattamento con Mg la ghisa deve avere temperatura compresa tra 1450 e 1510°C. Il magnesio può essere aggiunto alla ghisa base fusa in diversi modi e fasi della fusione.

IN SIVIERA

La lega madre a base di magnesio è posta sul fondo della siviera di trattamento vuota e la ghisa base liquida viene versata su di essa. Essendo il magnesio un elemento fortemente infiammabile, questa operazione è molto violenta con la formazione di fiamme e l'emissione di una luce molto intensa.

Per minimizzare la violenza della reazione si usano siviere coperte: la ghisa base liquida viene versata nella conca sulla sommità della siviera e precipita per gravità al suo interno attraverso un foro. L'emissione di luce, la formazione di polveri di MgO e l'uscita dal metallo di fumo e fiamme è minima.

IMMERSIONE

La lega, solitamente ad alto contenuto di magnesio può essere aggiunta nella ghisa liquida attraverso una campana di materiale refrattario che viene abbassata fino al bordo della siviera.

IN MOLD

Il metodo che permette un'elevata automazione delle operazioni è il metodo "in mold". In questo caso la lega al Mg è posta in una cavità dell'attrezzatura appositamente studiata; quando la ghisa viene fatta colare dentro la forma, prima si

combina con la lega sferoidizzante poi adeguatamente filtrata riempie la forma. Il filtraggio è necessario perché nella camera di reazione c'è l'alto rischio di produrre scoria che se non venisse fermata la ritroveremmo dentro al pezzo.

SOLIDIFICAZIONE DELLA GHISA SFREROIDALE

La formazione della ghisa sferoidale avviene nel seguente modo.
Formazione dei noduli di grafite
Nucleazione della ferrite sulla grafite con diffusione di C verso l'austenite; il 10 % della ferrite si forma in questo modo.
Lo strato di ferrite accresce grazie alla diffusione del carbonio attraverso la ferrite stessa; questo meccanismo controlla l'accrescimento della ferrite fino alla formazione del 60% della ferrite totale.
Interruzione della crescita della ferrite e inizio della nucleazione della perlite con accrescimento molto rapido.

Diffusione del carbonio e degli elementi in lega tra le lamelle di cementite e ferrite
La composizione tipica di una ghisa sferoidale è C: 3.30÷4.00%; Si:1.80÷2.80%; Mn≤0.60%; P≤0.10%; S≤0.03%

La formazione di sferoidi limita i ritiri del metallo durante il raffreddamento, tale caratteristica fa sì che non siano necessarie le materozze.

TRATTAMENTI TERMICI

I pezzi in ghisa sferoidale possono essere ulteriormente affinati con trattamenti termici.
Stabilizzazione. Elimina le tensioni da raffreddamento:

riscaldamento a T che consente scorrimento plasticoT = 540-600°C, salita: 50-100°C/h per 2-6h, raffreddamento in forno: ≤25-50°C/h.
Ricottura: produce struttura ferritica→aumenta plasticità, K, A% superiori ad ogni altra ghisa.
T= 850-920°C , 2-3h, raffreddamento fino a 800°C: 100°C/h, raffreddamento lento: 20°C/h fino a 650°C →evita formazione di perlite, poi accelerato
Normalizzazione: produce struttura perlitica→ottima combinazione di proprietà meccaniche
T= 900°C, 2h, raffreddamento in forno fino a 800°C e poi in aria seguito da rinvenimento: 400-650°C (riduce le tensioni da raffreddamento)
Tempra e rinvenimento: struttura finale martensitica.
T= 850-900°C, raffreddamento in olio + rinvenimento, T e t in funzione di H.
Tempra superficiale: austenitizzazione + tempra in acqua / olio, distensione a 150-200°C

APPENDICE B

CALCOLI SULLE SALDATURE PRINCIPALI

La maggior parte dei componenti che costituiscono la macchina in esame sono creati in carpenteria.
L’unione della parti viene effettuata solitamente tramite viti e bulloni oppure tramite processi di saldatura.
È stato quindi necessario verificare le principali saldature presenti e dimensionare quindi il cordone di saldatura necessario a garantire la tenuta in fase di esercizio.

Le saldature principali sono fondamentalmente due:

- La saldatura fra sfili e ancoraggio.
- La saldatura fra telaio e fazzoletti connessi ai cilindri estensori

SALDATURA FRA TELAIO E FAZZOLETTI

I cilindri estensori costituiscono il componente che unisce il telaio posteriore con quello principale, e devono quindi sostenere la maggior parte del carico.
La connessione con il telaio principale avviene grazie a due boccole saldate, mentre la procedura di estensione avviene applicando una forza motrice dagli attuatori sui fazzoletti uniti allo stesso telaio.

Di seguito è riportata una schematizzazione di questa prima saldatura:

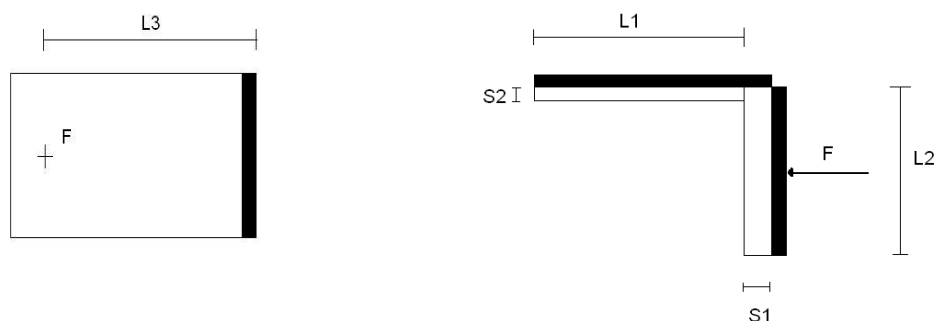



Figura 75-Schematizzazione saldatura telaio- fazzoletti

Grandezze caratteristiche:

L1=65 mm   L2= 45mm   L3=47,5mm   S1=10mm   S2=5mm
F = 36995 N   h = spessore del cordone di saldatura

Mf= F*L3= 36995*47,5=1757286 Nmm

$Yg = [L2*t*L2/2+L1*t*(L2+t/2)] / (L2*t + L1*t) = 34mm$

$Xg = [L1*t*L1/2 + L2*t*t/2] / (L1+L2)t = 19\ mm$

$\tau = F/A = 36995/ 110t = 672/t$ Mpa

$\sigma = (Mf/ I1) * Xg = 655/t$ Mpa

$I1= (L1^3*t)/12 + (L2*t^3)/12 + (L1*t)*(L1/2-Xg)^2 + (L2*t)*(t/2+Xg)^2=$
$50976\ mm^4$

T= RADQ[(672/t)^2 + (655/t)^2] = 938/t Mpa

t= 938 / (0,58*355)= 4,5 mm

h= 1,41*t= 6,4 mm

SALDATURE FRA SFILI E ANCORAGGIO ANTERIORE

Per assicurare una valida tenuta del sistema di ancoraggio anteriore, col resto della macchina, la camicia esterna degli sfili estraibili viene saldata ad una estremità della struttura contenente il pantografo.
La dimensione elevata del cordone di saldatura, in questo caso, non necessita di una verifica perché progettato con elevati criteri di robustezza.
La verifica risulta invece necessaria per il cordone di saldatura fra gli stessi sfili e l’ancoraggio anteriore, caricato del peso del veicolo da sollevare.

Il punto di applicazione del carico è considerato nel baricentro della ruota e quindi circa in mezzeria fra gli sfili e le forche.
Ovviamente questo punto è variabile a seconda delle dimensioni della ruota, si è scelto quindi il caso più svantaggioso, con ruota più grande e maggior peso.
La saldatura sarebbe applicata fra due superfici curve, come nel caso dalla saldatura presente nella forca semplifichiamo il calcolo considerandola come realizzata in testa ai componenti, quindi in condizioni più sfavorevoli (L5 elevata).

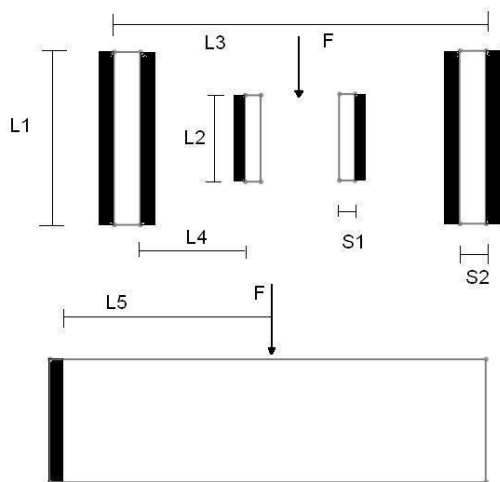



Figura 76- Schematizzazione saldatura

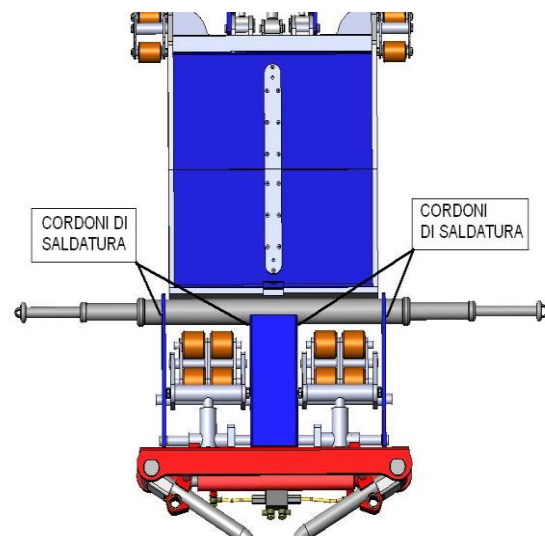



Figura 77- Localizzazione delle saldature

Grandezze caratteristiche:

L1=60mm L2=40mm L3= 665mm L4=252mm L5=160mm S1=6mm S2=10mm F=17000 N

Mf= F*L5 = 17000*160= 2720000 Nmm

Xg = L3/2 = 332,5 mm

Yg = L1/2 = 30 mm

τ= F/A= F/ [(4*L1*t) +(2*L2*t)] = 17000/ 320t = 53/t Mpa

σ= (Mf/I1)* L1/2 = 987/t Mpa

I1= 4* (L1^3*t)/12 + 2*(L2^3*t)/12 = 82667t mm^4

T= RADQ [(987/t)^2 + (53/t)^2] = 988/t Mpa

t= 988 / (0,58* 355) = 4,7mm

h= 4,7*1,41= 6,8 mm